

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ МІСЬКОГО
ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА**

Т. О. Шевченко

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ
З ДИСЦИПЛІН**

**«ГІДРАВЛІЧНІ ТА АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ»
І**

**«НАСОСНІ ТА ПОВІТРОДУВНІ СТАНЦІЇ»
МОДУЛЬ 1. «ГІДРАВЛІЧНІ ТА АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ»**

*(для студентів 3 курсу денної і заочної форм навчання
напрямів підготовки 6.060103 – «Гідротехніка (Водні ресурси)»,
6.060101 «Будівництво» (спеціальність «Водопостачання та
водовідведення»))*

Шевченко Т. О. Конспект лекцій з дисциплін «Гідравлічні та аеродинамічні машини» і «Насосні та повітродувні станції» Модуль 1. «Гідравлічні та аеродинамічні машини» (для студентів 3 курсу денної і заочної форм навчання напрямів підготовки 6.060103 «Гідротехніка (Водні ресурси)», 6.060101 «Будівництво» (спеціальність «Водопостачання та водовідведення»)) / Т. О. Шевченко; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Х.: ХНУМГ, 2014. – 110 с.

Автор: канд. техн. наук, доц. Т. О. Шевченко

Рецензент: канд. техн. наук, доц. Г. І. Благодарна

Рекомендовано кафедрою водопостачання, водовідведення і очищення вод, протокол № 1 від 30.08.2011 р.

З М І С Т

	стор.
Вступ	5
Тема 1. Гідравлічні машини	6
1.1. Визначення насосів та їх класифікація.....	6
1.2. Головні параметри насосів.....	6
1.3. Відцентрові насоси.....	7
1.4. Класифікація відцентрових насосів.....	10
1.5. Арматура та вимірювальні прилади, якими обладнуються відцентрові насоси.....	11
1.6. Напір і тиск насоса за показаннями приладів.....	12
1.7. Визначення напору насоса при проектуванні.....	15
Тема 2. Основи теорії руху рідини в відцентровому насосі	17
2.1. Рух рідини в робочому колесі відцентрового насоса.....	17
2.2. Подача насоса.....	18
2.3. Головне рівняння відцентрового насоса. Теоретичний напір.....	19
Тема 3. Профіль лопаток робочого колеса відцентрового насоса.	
Висота усмоктування. Кавітація.....	21
3.1. Вплив дійсного характеру руху рідини в робочому колесі на теоретичний напір насоса.....	21
3.2. Профіль лопаток робочого колеса.....	23
3.3. Пристрої для відведення рідини від робочого колеса насоса.....	25
3.4. Висота усмоктування насоса.....	26
3.5. Кавітація в насосах.....	29
Тема 4. Потужність і коефіцієнт корисної дії відцентрового насоса.	
Напір, що розвиває насос.....	30
4.1. Потужність насоса. Коефіцієнт корисної дії.....	30
4.2. Теоретичні характеристики відцентрового насоса.....	31
4.3. Робочі характеристики відцентрового насоса.	
Випробування насосів.....	33
Тема 5. Універсальні характеристики лопасних насосів. Закони подібності	36
5.1. Подібність насосів. Формули перерахунку.....	36
5.2. Коефіцієнт швидкохідності насоса.....	39
5.3. Вплив частоти обертання робочого колеса на характеристики відцентрового насоса.....	41
5.4. Обточування робочого колеса відцентрового насоса.....	46
5.5. Сумісна робота насосів і трубопровідної мережі.....	48
Тема 6. Методи регулювання роботи насосів	49

Тема 7. Спільна робота насосів та трубопроводів.....	52
7.1. Вплив коливання рівня води в усмоктувальному резервуарі на режим роботи насоса.....	52
7.2. Паралельна робота насосів.....	53
7.2.1. Паралельна робота різнотипних насосів.....	54
7.2.2. Паралельна робота кількох однотипних насосів на два водоводи.....	56
7.2.3. Нестійка робота насосів.....	58
7.2.4. Паралельна робота насосів, які стоять на різних насосних станціях.....	59
7.3. Послідовна робота насосів.....	60
Тема 8. Конструкції відцентрових насосів.....	63
8.1. Консольні відцентрові насоси загального призначення.....	63
8.2. Горизонтальні насоси двобічного входу.....	65
8.3. Вертикальні відцентрові насоси для води.....	67
8.4. Багатоступеневі горизонтальні насоси.....	69
8.5. Насоси для стічних вод.....	72
8.6. Грунтові, піскові та шламові насоси.....	75
8.7. Насоси для хімічно активних рідин.....	76
8.8. Свердловинні відцентрові насоси.....	77
Тема 9. Осьові (пропелерні) насоси.....	81
9.1. Діагональні насоси.....	84
Тема 10. Об'ємні насоси.....	85
10.1. Поршневі та плунжерні насоси.....	86
10.2. Штангові насоси.....	88
10.3. Діафрагмові насоси.....	88
10.4. Шлангові насоси.....	89
10.5. Гвинтові насоси.....	90
Тема 11. Насоси тертя і використання енергії зовнішнього потоку.....	91
11.1. Вихрові насоси.....	91
11.2. Шнекові насоси.....	93
11.3. Гідроструминні насоси.....	94
11.4. Повітряні водопідіймачі (ерліфти).....	96
11.5. Гідравлічні тарани.....	98
11.6. Водокільцеві вакуумні насоси.....	100
Тема 12. Повітродувки, компресори.....	102
12.1. Повітродувки.....	102
12.2. Компресори.....	104
Список використаних джерел.....	108
Додаток.....	109

ВСТУП

Гідравлічними (аеродинамічними) машинами називають пристрої, які перетворюють підведену до них енергію в механічну енергію рідини (газу), або навпаки. Із гідравлічних та аеродинамічних машин в системах водопостачання і каналізації використовуються, здебільшого, насоси, повітродувки та компресори невисокого тиску.

Насоси та водопідіймачі належать до одних із перших механізмів, якими людство користувалося ще задовго до нашої ери. Їх конструкції змінювалися від найпростіших, таких як: ворота, «журавлі», водопідіймальні колеса, до сучасних конструкцій різноманітних насосів.

Поршневі насоси використовувалися ще стародавніми греками та римлянами для викачування води із трюмів кораблів.

Появі відцентрових насосів передували водяні двигуни у вигляді водяних колес (водяні млини). Ці механізми були поширені в усій Європі і, зокрема, на території України.

Ідея відцентрового насоса виникла ще в XVII столітті. За деякими даними, перший насос, що працював за рахунок дії відцентрової сили, побудував у 1703 році інженер Дені Папен.

Розповсюдження відцентрових насосів довго стримувалося відсутністю швидкісних двигунів. З винайденням наприкінці XIX ст. електродвигунів почалося дійсно широке розповсюдження відцентрових, а трохи згодом, і осьових (пропелерних) насосів. Зараз ці насоси зайняли провідне місце в усіх галузях техніки, де виникла потреба у перекачуванні великих кількостей рідини.

Вперше теорія відцентрового насоса була розроблена видатним математиком, членом Петербурзької академії наук Леонардом Ейлером (1707 – 1783 рр.).

Теорія пропелерних насосів базується на теорії крила літака, яка була розроблена професором Миколою Єгоровичем Жуковським (1847 – 1921 рр.).

Надалі значний внесок у розвиток теорії насосів та практики їхнього використання зробили такі вчені, як Г. Ф. Проскура, І. І. Куколевський, А. Г. Шухов, М. Г. Малішевський, С. С. Руднєв, А. Є. Караваєв, В. Я. Карелін та ін.

Виробництво насосів у колишньому СРСР було розподілено між багатьма заводами різних республік і, в цілому, охоплювало всю необхідну номенклатуру. Зараз в Україні насоси виробляються на кількох заводах, найбільшим з яких є Сумський насособудівельний. Але багатьох марок насосів в Україні зараз не виробляють. Тому особливо актуальним завданням є підготовка фахівців, які були б спроможні вирішити проблему виробництва насосів необхідної номенклатури (зокрема, і розробити цю номенклатуру), а також найкращим чином використовувати під час проектування насосних станцій існуючу номенклатуру насосів.

Дисципліна «Гідравлічні та аеродинамічні машини» («Насосні та повітродувні станції» Модуль 1. «Гідравлічні та аеродинамічні машини») повинна дати майбутньому фахівцеві необхідні знання у таких сферах: побудови

та конструкцій насосів, повітродувки та компресорів; проектування насосних установок для систем водопостачання, каналізації і промислових підприємств; експлуатації насосів та насосних станцій.

Конспект лекцій написано згідно з програмою дисципліни «Гідравлічні та аеродинамічні машини» («Насосні та повітродувні станції» Модуль 1. «Гідравлічні та аеродинамічні машини»). Особливу увагу приділено відцентровим насосам. Детально розглянуто сумісну роботу цих насосів з трубопроводами, а також різні варіанти їхньої паралельної та послідовної роботи.

ТЕМА 1. ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

1.1. Визначення насосів та їхня класифікація

Гідравлічною машиною або насосом називається машина, яка перетворює підведену до неї енергію в механічну енергію краплинної рідини, що перекачується.

Класифікація насосів. За видом підведеної енергії насоси можна поділити на теплові, електричні та механічні.

В теплових насосах використовується явище теплового розширення самої рідини, що перекачується, або елементів насоса. Ці елементи можуть бути твердими, рідкими або газоподібними. До теплових належать термосифонні системи опалення, насоси Гемфрі та ін.

До електричних зараховують три види насосів:

1. Електрогідродинамічні (електромагнітні), які діють за принципом взаємодії струму, підведеного до електропровідної перекачуваної рідини, і магнітного поля, через яке ця рідина протікає.

2. Електроіскрові, в яких енергія передається рідині в результаті локального випаровування і різкого збільшення об'єму рідини в зоні електророзряду.

3. Магнітострикційні, в яких використовується властивість деяких рідин змінювати свій об'єм під дією електромагнітного поля (ця властивість називається магнітострикцією).

Механічні насоси перетворюють механічну енергію твердого, рідкого або газоподібного тіла в механічну енергію рідини. Це найбільш поширена група насосів. В системах водопостачання та каналізації використовуються виключно механічні насоси. Тому надалі в курсі лекцій будуть розглядатися насоси тільки цієї групи. Механічні насоси дуже різноманітні. До них належать відцентрові, осьові (пропелерні), поршневі, струминні, вібраційні та ін.

1.2. Головні параметри насосів

Головними параметрами, які характеризують роботу насосів, є подача, напір (або тиск), потужність, коефіцієнт корисної дії, вакууметрична висота всмоктування (або кавітаційний запас).

Подачею (продуктивністю) насоса називається кількість рідини, яку насос подає за одиницю часу. Розрізняють об'ємну та вагову подачу. Об'ємна подача найчастіше позначається буквою Q і вимірюється в $\text{м}^3/\text{год.}$; або в л/с. Вагова

подача вимірюється в **Н/с** або **кН/год**.

Напір насоса – це приріст питомої енергії, який насос передає одиниці ваги рідини, яку перекачує. Напір позначається буквою **Н** і має таку розмірність [метри]:

$$[H] = \frac{[енергія]}{[сила]} = \frac{H \cdot м}{Н} = метри. \quad (1.1)$$

Тиск насоса – це приріст питомої енергії, який насос передає одиниці об'єму рідини, яку перекачує. Тиск позначається буквою **Р** і має таку розмірність [Па]:

$$[p] = \frac{[енергія]}{[об'єм]} = \frac{H \cdot м}{м^3} = \frac{H}{м^2} = Па. \quad (1.2)$$

$$p = \rho \cdot g \cdot H \quad (1.3)$$

де: ρ – густина рідини, що перекачується;

g – прискорення сили тяжіння.

Потужність, яку споживає насос, витрачається на створення потрібного (корисного) напору і на покриття усіх втрат енергії, які мають місце в насосі під час перетворення підведеної до нього механічної енергії в енергію рідини. Потужність найчастіше позначається буквою **N** і вимірюється у ватах та кіловатах. Корисна потужність визначається за формулою:

$$N_{корисн} = Q \cdot P, \quad (1.4)$$

$$[N] = \frac{м^3}{с} \cdot \frac{H}{м^2} = \frac{H \cdot м}{с} = Вт. \quad (1.5)$$

Коефіцієнт корисної дії (к. к. д.) враховує усі види втрат, які виникають при перетворенні механічної енергії двигуна в енергію рідини. Позначається буквою η і визначається як відношення корисної потужності до потужності на валу насоса:

$$\eta = \frac{N_{корисн}}{N_{валу}} < 1,0. \quad (1.6)$$

Вакууметричною висотою усмоктування називається величина вакууму, що виникає на вході в насос. Вона вимірюється в метрах стовпа рідини, яка перекачується, і дорівнює різниці між атмосферним тиском і тиском на вході в насос

$$H_{вак} = \frac{P_{атм} - P_{вхид}}{\rho \cdot g}, \quad (1.7)$$

де: ρ – густина рідини, що перекачується;

g – прискорення сили тяжіння.

1.3. Відцентрові насоси

Схема будови та принцип дії. Головним робочим органом насоса є *робоче колесо* 1 (рис. 1.1), яке насаджене на вал 9 так, щоб воно могло вільно обертатися всередині корпусу 3 насоса.

Робоче колесо складається з двох дисків (переднього та заднього), між якими розміщуються лопатки (лопасті) 2.

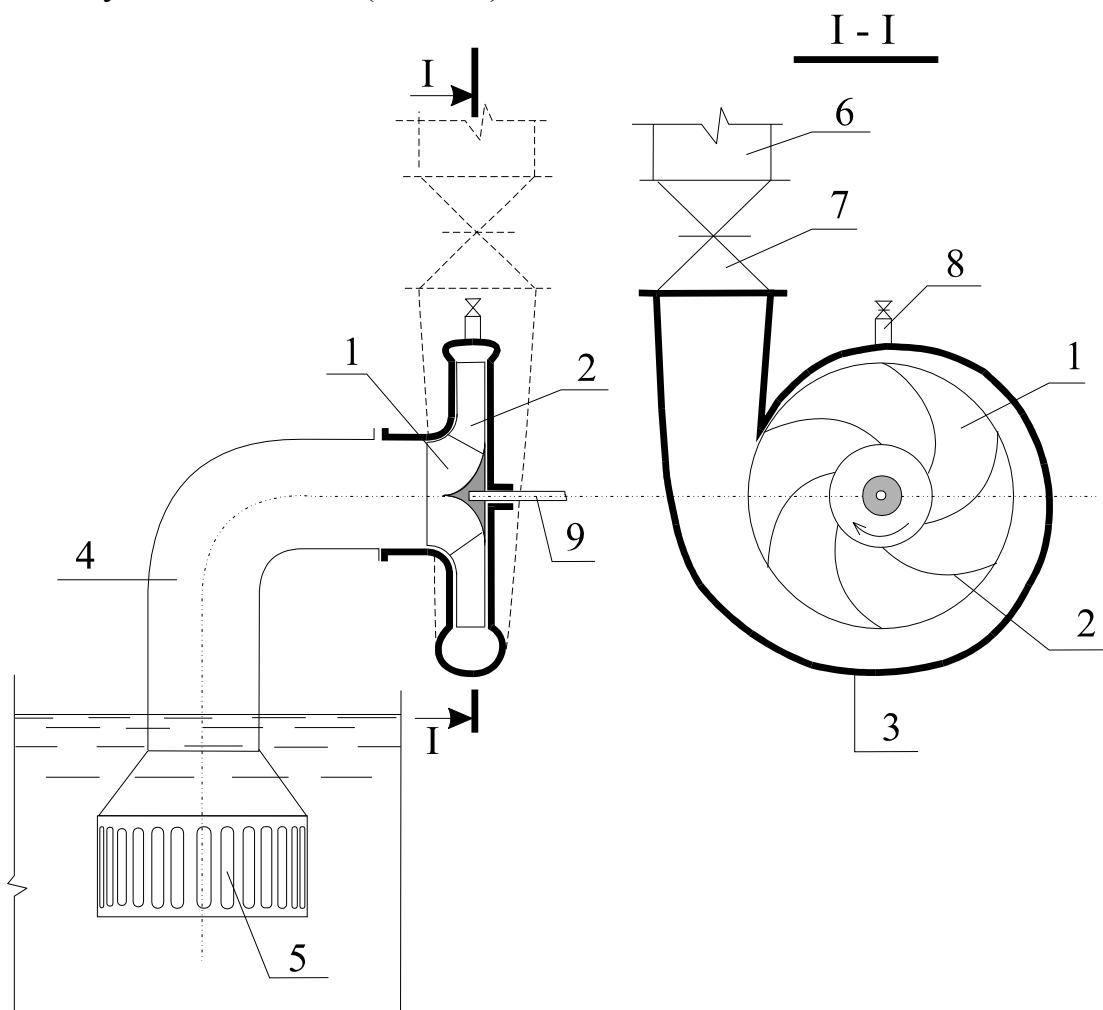


Рис. 1.1 – Схема будови відцентрового насосу

1 – робоче колесо; 2 – лопатка робочого колеса; 3 – корпус; 4 – усмоктувальний трубопровід; 5 – приймальний клапан; 6 – напірний трубопровід; 7 – засувка; 8 – штуцер для заливання насоса; 9 – вал, на який насаджено робоче колесо

Лопатки відцентрового насоса дуже часто мають циліндричну форму і загнуті назад по відношенню до напрямку обертання робочого колеса. В деяких конструкціях насосів лопатки мають складну кривизну. Лопатки з'єднують обидва диски в одну жорстку конструкцію і разом з ними створюють, так звані, міжлопасні канали колеса.

Перед пуском увесь корпус і усмоктувальний трубопровід відцентрового насоса необхідно заповнити рідиною, яку буде перекачувати насос (залити насос). Якщо після заливання насоса почати обертати робоче колесо, то разом з ним почне обертатися і рідина, яка знаходиться всередині міжлопасних каналів. Одночасно на кожний об'єм рідини масою m , який знаходиться всередині міжлопасного каналу на відстані r від осі обертання робочого колеса, буде діяти відцентрова сила величина якої описується виразом:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (1.8)$$

де ω – кутова швидкість обертання.

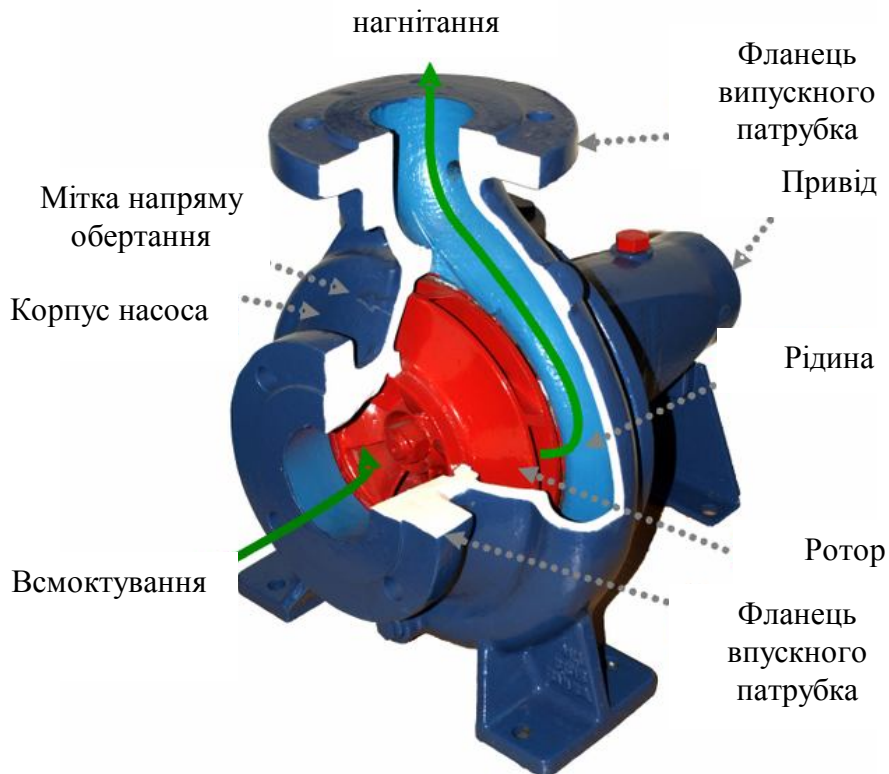


Рис. 1.2 – Будова відцентрового насосу

На рис. 1.2 показана будова відцентрового насосу. Під дією цієї сили рідина буде викидатися із міжлопасних каналів в спіральний канал корпуса насоса. До того ж в периферійних зонах робочого колеса та в спіральному каналі буде створюватися підвищений тиск, а в центрі робочого колеса буде виникати розрідження. Для нормальної роботи відцентрового насоса необхідно забезпечити відведення рідини із спіральної камери насоса й подачу її до центру робочого колеса. Для цього монтуються напірний та усмоктувальний трубопроводи. По напірному трубопроводу вода рухається під дією тиску, створеного насосом. По усмоктувальному трубопроводу рідина рухається під дією різниці тисків над вільною поверхнею в усмоктувальному резервуарі (атмосферний тиск) і в центральній зоні робочого колеса (розрідження – вакуум).

Спіральна камера призначена для плавного відведення рідини із робочого колеса в напірний трубопровід і для поступового зменшення швидкості руху рідини з метою перетворення кінетичної енергії рідини в потенційну енергію тиску.

Конструкція насоса повинна запобігати перетіканню рідини із спіральної камери в зону розрідження в центрі робочого колеса. Цього досягають зменшенням зазорів між дисками робочого колеса та корпусом насоса, а також установкою спеціальних ущільнюючих кілець. Слід, також, запобігати попаданню повітря із навколишньої атмосфери в зону вакууму в центрі робочого колеса. Цього досягають установкою сальникових ущільнень в місцях проходження рухомих деталей через корпус насоса.

З наведеної вище формули зрозуміло що, відцентрова сила, що діє на рідину, а внаслідок і тиск, що створює насос, тим більша, чим більші швидкості

обертання та діаметр робочого колеса. Тому для відцентрових насосів використовують швидкісні двигуни. Найчастіше це електродвигуни.

1.4. Класифікація відцентрових насосів

Розроблено багато різних конструкцій відцентрових насосів, які можна так класифікувати за головними ознаками:

☼ *за кількістю робочих колес*, розміщених послідовно, розрізняють одноступеневі і багатоступеневі насоси. В багатоступеневих насосах рідина, що перекачується, проходить через ряд колес, насаджених на один вал. До того ж напір насоса дорівнює сумі напорів, які створюються кожним колесом. Багатоступеневі насоси є високонапірними (насосами високого тиску). В залежності від форми проточних каналів, по яких рідина перетікає від колеса до колеса, багатоступеневі насоси мають такі позначення: ЦНС – відцентровий насос секційний (в російській мові Ц – «центробежный»); ЦН – багатоступеневий насос, в якому робочі колеса згруповані попарно;

☼ *за кількістю потоків* (за кількістю паралельно розміщених колес) насоси можуть бути однопотокowymi і багатопотокowymi;

☼ *за величиною створюваного напору* відцентрові насоси розподіляються на такі:

◆ малонапірні (насоси малого тиску) – ті, що створюють напір до 20 метрів водяного стовпа;

◆ середньонапірні (насоси середнього тиску) – напір 20 – 60 метрів водяного стовпа;

◆ високонапірні (насоси високого тиску) – напір більше 60 метрів водяного стовпа;

☼ *за способом підводу рідини до робочого колеса* розрізняють насоси з однібічним та двобічним входом;

☼ *за способом відведення рідини від робочого колеса* розрізняють такі відцентрові насоси:

◆ зі спіральним каналом;

◆ з кільцевим каналом;

◆ з направляючим апаратом (їх інколи називають турбінними насосами);

☼ *за конструкцією робочого колеса* відцентрові насоси можуть бути такими:

◆ із закритим робочим колесом (з двома дисками);

◆ з напіввідкритим робочим колесом (з одним диском);

◆ з відкритим робочим колесом (зовсім без дисків);

☼ *за розміщенням валу* розрізняють горизонтальні та вертикальні насоси;

☼ *за способом з'єднання з двигуном* відцентрові насоси можуть бути:

◆ привідними (зі шківом або редуктором);

◆ насосами, що з'єднуються з двигуном за допомогою муфти;

◆ моноблочними – насоси, в яких робоче колесо встановлюється на спільному валу з двигуном;

☼ *за різновидом рідини, яку перекачує насос*, відцентрові насоси можуть бути:

◆ водопровідними – насоси для умовно чистої води;

- ◆ каналізаційними (фекальними) – призначені для перекачки фекальних стічних вод і других забруднених рідин з температурою до 100°C;
 - ◆ теплофікаційними – для гарячої та перегрітої води;
 - ◆ ґрунтовими (землесосами), пісковими, шламовими для транспортування різноманітних пульп (пульпа – суміш води з твердими речовинами);
 - ◆ кислотними – для транспортування агресивних рідин;
 - ◆ насосами для транспортування нафти та нафтопродуктів;
 - ◆ насосами для рідин, що легко закипають (ефір, спирт і т. ін.).
- Окрім названих, існують і інші насоси для специфічних рідин.

1.5. Арматура та вимірювальні прилади, якими обладнуються відцентрові насоси

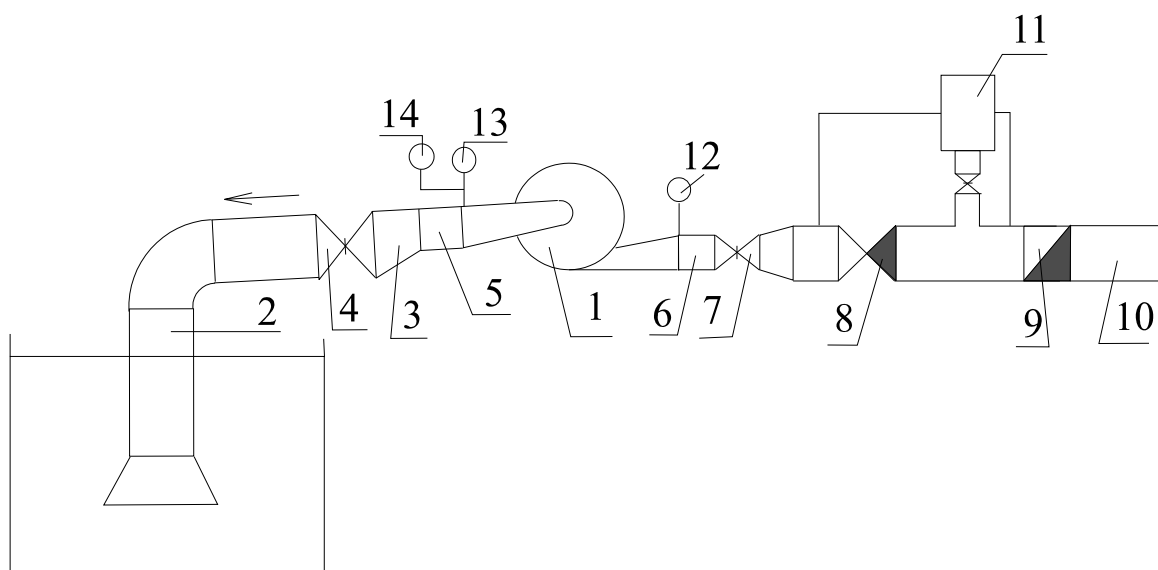


Рис. 1.3 – Схема установки насосного агрегату відцентрового типу

Насосний агрегат відцентрового типу складається із таких частин (рис. 1.3):

- 1 – відцентровий насос;
- 2 – всмоктувальний трубопровід (він прокладається з підйомом до насоса, нахил всмоктувального трубопровода має бути не менше 0,005);
- 3 – ексцентричний (косий) перехід (якщо замість ексцентричного переходу на горизонтальній ділянці всмоктувального трубопроводу поставити концентричний, то на верхній лінії трубопроводу може виникнути контрнахил, що не допускається);
- 4 – засувка на всмоктувальному трубопроводі (монтуються тільки в тих випадках, коли насос може знаходитися під заливом, або якщо всмоктувальний трубопровід з'єднаний з всмоктувальними трубами інших насосів);
- 5, 6 – циліндричні вставки (полегшують монтаж та демонтаж насоса, в них також вирівнюються епюри швидкостей руху рідини на вході в насос та на виході із нього);
- 7 – напірна засувка (використовується для відключення насоса від напірного трубопроводу, а інколи і для регулювання подачі та напору насоса);
- 8 – зворотний клапан (не допускає зворотного руху рідини із напірного

трубопроводу в насос, або із одного насоса в другий під час їхньої паралельної роботи);

9 – витратомір для обліку кількості поданої води (він повинен монтуватися на деякій відстані від місцевих опорів);

10 – напірний трубопровід (транспортуються рідина від насоса);

11 – гаситель гідравлічних ударів (захищає водоводи і арматуру від гідравлічних ударів, що виникають під час вимикання насоса на відкриту засувку; імпульсними трубками гаситель слід підключати до напірного трубопроводу з двох сторін зворотного клапану);

12 – манометр для вимірювання тиску, який створює насос;

13 – вакуумметр (встановлюється на усмоктувальному патрубку насоса для вимірювання вакууму; якщо тиск на вході в насос більший за атмосферний (наприклад при роботі насоса під заливом або при послідовній роботі насосів), то замість вакуумметра 13 слід ставити манометр або мановакуумметр 14).

1.6. Напір і тиск насоса за показами приладів

Напір насоса – це приріст питомої енергії, яку насос передає рідині.

За рівнянням Бернуллі, загальна питома енергія (відносно одиниці ваги) рідини, що рухається, описується виразом:

$$E_{\text{sum}} = Z + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2g}, \quad (1.9)$$

де: Z – висота центру ваги описуваного об'єму рідини над площиною порівняння;

P – тиск у центрі ваги;

V – швидкість руху рідини;

ρ – густина рідини;

g – прискорення сили ваги.

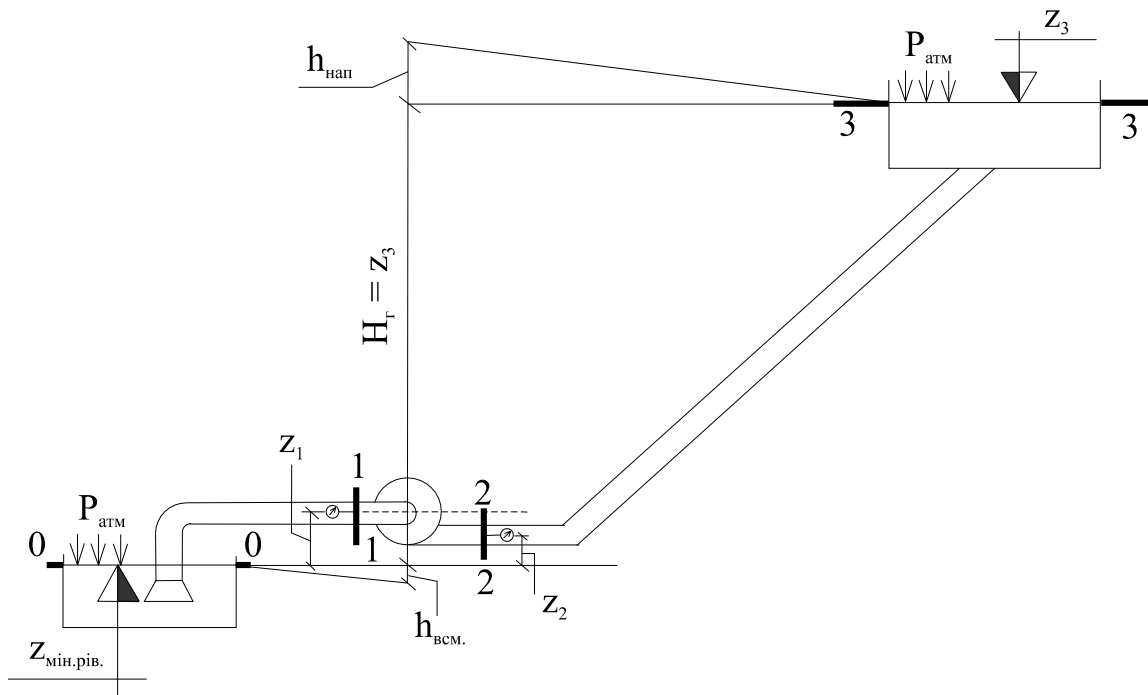


Рис. 1.3 – Схема визначення напору насоса за показами приладів

За цією формулою, повна питома енергія рідини на вході в насос (переріз 1–1, рис. 1.3) дорівнює

$$E_{num1} = Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2g}. \quad (1.10)$$

Повна питома енергія рідини на виході із насоса (переріз 2–2, рис. 1.3) буде дорівнювати

$$E_{num2} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2g}. \quad (1.11)$$

За площину порівняння прийнята площина 0–0.

В цих формулах позначено:

- Z_1 та Z_2 – висоти центрів ваги перерізів (1–1) та (2–2) над площиною (0–0);
- P_1 та P_2 – абсолютний тиск при вході та виході із насоса;
- V_1 та V_2 – швидкості руху рідини при вході та при виході із насоса.

Напір насоса (тобто різниця питомих енергій) буде дорівнювати

$$H = E_{num2} - E_{num1} = (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \quad (1.12)$$

Відомо, що манометри показують манометричний тиск (тобто тиск понад атмосферний), тому

$$P_2 = P_{атм} + P_{ман.2}, \quad (1.13)$$

де: $P_{атм}$ – атмосферний тиск;

$P_{ман.2}$ – покази манометра в центрі ваги перерізу (2–2).

Відомо також, що покази манометра залежать від висоти, на якій його встановлено. Так, якщо манометр, підключений до трубопроводу і встановлений на відмітці Z_2 показує тиск $P_{ман.2}$, то після перенесення його на відмітку Z_3 він буде показувати тиск

$$P_{ман.3} = P_{ман.2} + (Z_2 - Z_3) \rho g. \quad (1.14)$$

Вакууметр показує, наскільки тиск в точці вимірювання менший за атмосферний тиск, тобто

$$P_1 = P_{атм} - P_{вак.1}, \quad (1.15)$$

де $P_{вак.1}$ – покази вакуумметра в центрі ваги перерізу (1–1).

Покази вакуумметра також залежать від висоти його встановлення. Встановлений на відмітці Z_3 замість Z_1 , вакуумметр показуватиме величину

$$P_{вак.3} = P_{вак.1} - (Z_1 - Z_3) \rho g.$$

З врахуванням сказаного, формула (1.12) буде записана у вигляді:

$$H = \frac{P_{ман.3}}{\rho \cdot g} + \frac{P_{вак.3}}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}. \quad (1.16)$$

Таким чином, напір насоса дорівнює сумі показів манометра на напірному патрубку і вакуумметра на усмоктувальному патрубку, приведених до однієї висотної відмітки, плюс різниця швидкісних напорів в напірному та усмоктувальному патрубках насоса. Найчастіше покази манометра та вакуумметра приводять до відмітки осі насоса.

З урахуванням взаємозв'язку тиску і напору, формула для визначення тиску насоса матиме такий вигляд:

$$P = P_{ман.3} + P_{вак.3} + \frac{\rho}{2}(V_2^2 - V_1^2). \quad (1.17)$$

Якщо насос працює з підпором, то на усмоктувальному патрубку замість вакуумметра ставиться манометр. В такому випадку напір насоса буде дорівнювати

$$H = \frac{P_{ман.нап.} - P_{ман.всм.}}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}, \quad (1.18)$$

а тиск

$$P = P_{ман.нап.} + P_{вак.всм.} + \frac{\rho}{2}(V_2^2 - V_1^2). \quad (1.19)$$

Приклад 1. Визначити напір насоса за показами приладів, якщо відомо, що насос качає воду і розвиває подачу 1500 л/с. Манометр, який підключено до напірного патрубка насоса, показує тиск 0,36 МПа (3,6 атм.), а вакууметр, який підключено до усмоктувального патрубка, показує вакуум 0,06 МПа (0,6 атм.). Манометр розміщується на 4 метри вище осі насоса, а вакууметр – на 2 метри вище цієї осі. Діаметр усмоктувального патрубка насоса – 800 мм, а діаметр напірного патрубка – 600 мм.

Розв'язання задачі: Спочатку приводимо показання манометра і вакуумметра до відмітки осі насоса:

$$P_{ман.о.н.} = P_{ман} + 4 \cdot \rho g = 360000 + 4 \cdot 1000 \cdot 10 = 400000 \text{ Па};$$

$$P_{вак.о.н.} = P_{вак} - 2 \cdot \rho g = 60000 - 2 \cdot 1000 \cdot 10 = 40000 \text{ Па}.$$

Визначаємо швидкість руху води в напірному та в усмоктувальному патрубках насоса:

$$V_{\text{нап.}} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{нап.}}^2} = \frac{1,5 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,6^2} = 5,3 \text{ м/с}; \quad V_{\text{всм.}} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{всм.}}^2} = \frac{1,5 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,8^2} = 2,99 \text{ м/с}.$$

За формулою (1.16) визначаємо напір насоса за показами приладів:

$$H = \frac{400000}{1000 \cdot 10} + \frac{40000}{1000 \cdot 10} + \frac{5,3^2 - 2,99^2}{2 \cdot 10} \cong 45 \text{ м вод. стовпа}.$$

Приклад 2. Визначити тиск, який створює насос, якщо відомо, що насос транспортує рідину густиною 920 кг/м^3 і розвиває при цьому подачу $3200 \text{ м}^3/\text{год}$. До напірного і усмоктувального патрубків насоса підключено манометри, які показують, відповідно, тиск $1,06 \text{ МПа}$ і $0,12 \text{ МПа}$ ($10,6$ та $1,2 \text{ атм.}$). Обидва манометри виведено на спільний стенд, і вони розміщені на одній відмітці – на 6 метрів вище за відмітку осі насоса. Діаметр усмоктувального патрубка насоса 700 мм , а напірного – 500 мм .

Розв'язання задачі. За умовою, обидва манометри розміщені на одній геодезичній відмітці, тому можна скористатися їхніми показами без додаткових коректив (при бажанні, можна привести показання цих манометрів до відмітки осі насоса і впевнитися, що результат буде тим самим). Вираховуємо тільки швидкості руху рідини в напірному та в усмоктувальному патрубках насоса:

$$V_{\text{нап.}} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{нап.}}^2} = \frac{3200 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,5^2} = 4,53 \text{ м/с}; \quad V_{\text{всм.}} = \frac{3200 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,7^2} = 2,31 \text{ м/с}.$$

За формулою (1.19) визначаємо тиск насоса за показами приладів:

$$P = 1060000 - 120000 + \frac{920}{2} \cdot (4,53^2 - 2,31^2) = 946985 \text{ Па, або } \approx 9,47 \text{ атм.}$$

1.7. Визначення напору насоса під час проектування

Формулами попереднього параграфу можна скористатися тільки для визначення напору і тиску насоса на діючій установці. Якщо насосна станція тільки проектується, то покази манометрів і вакуумметрів не відомі і їх також треба визначити.

Застосуємо рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини на ділянці між перерізами 0–0 та 1–1 (див. рис. 1.3):

$$\frac{P_{\text{атм.}}}{\rho g} = Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\text{всм.}} \quad \text{або} \quad Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_{\text{атм.}}}{\rho g} - \frac{V_1^2}{2g} - h_{\text{всм.}}. \quad (1.20)$$

За площину порівняння прийнято площину 0–0, тиск на вільну поверхню прийнято $P_{\text{атм.}}$, повні втрати напору між перерізами 0–0 та 1–1 – $h_{\text{всм.}}$. Швидкістю руху рідини в перерізі 0–0 нехтуємо (тобто вважаємо, що рівень рідини в резервуарі залишається незмінним).

Скориставшись рівнянням Бернуллі для потоку рідини між перерізами 2–2 та 3–3 (див. рис. 1.3), отримаємо:

$$Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} = Z_3 + \frac{P_{\text{атм.}}}{\rho g} - \frac{V_2^2}{2g} + h_{\text{нап.}}, \quad (1.21)$$

де: $Z_3 = H_{\Gamma}$ – геодезична (геометрична) висота підйому води;

$h_{\text{нап}}$ – повні втрати напору в напірному трубопроводі. Решта позначень попередня.

Підставивши вирази (1.20) та (1.21) у формулу (1.18), отримаємо:

$$H = H_z + h_{\text{нап.}} + h_{\text{всм.}} \quad (1.22)$$

Таким чином, напір насоса дорівнює сумі геометричної висоти підйому рідини (статичний напір) і повних втрат напору, що виникають під час руху рідини по усмоктувальному та напірному трубопроводах.

При проектуванні геометрична висота підйому завжди відома. Вона дорівнює різниці відміток рівнів води в напірному та усмоктувальному резервуарах.

Повні втрати напору під час руху рідини складаються із втрат напору на тертя по довжині труби та втрат напору в місцевих опорах.

Втрати напору по довжині можна обчислити за однією з формул гідравліки:

$$h_{\text{довж.}} = \lambda \frac{LV^2}{2dg} \quad (\text{формула Дарсі}), \quad (1.23)$$

або

$$h_{\text{довж.}} = SQ^2 = A_0 k L Q^2, \quad (1.24)$$

де: λ – коефіцієнт тертя;
 L – довжина трубопроводу;
 V – швидкість руху рідини;
 d – діаметр трубопроводу;
 g – прискорення сили тяжіння;
 S – коефіцієнт опору трубопроводу;
 Q – витрата по трубопроводу;
 A_0 – коефіцієнт питомого опору трубопроводу;
 k – коефіцієнт, який коригує неквадратичність залежності.

У практиці розрахунків систем водопостачання широкого застосування набула формула:

$$h_{\text{довж.}} = i L, \quad (1.25)$$

де i – гідравлічний ухил.

При розрахунках за формулою (1.25) необхідно користуватися спеціальними таблицями (наприклад, [17]).

Втрати напору в місцевих опорах найчастіше обчислюють за формулою Вейсбаха:

$$h_{\text{м.міс}} = \xi \frac{V^2}{2g}, \quad (1.26)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

При проектуванні насосних станцій в напірних трубопроводах за межами станції обчислюють втрати напору тільки по довжині. Втрати напору в місцевих опорах цих трубопроводів приймаються без розрахунку в розмірі 5-10% від втрат напору по довжині.

Втрати напору в усмоктувальних трубопроводах насосних станцій обчислюються за наведеними вище формулами. Значення коефіцієнтів місцевих опорів обирають із довідкової літератури (додаток 1).

Втрати напору в комунікаціях самої насосної станції (зокрема камеру переключень) найчастіше приймають без розрахунків (2-4 метри водяного стовпа).

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Дайте визначення гідравлічних машин та наведіть основні ознаки, за якими класифікують насоси.
2. Які параметри роботи насосів є головними? Дайте їх визначення.
3. Наведіть схему та принцип дії відцентрового насоса.
4. Наведіть основні ознаки класифікації відцентрових насосів.
5. Наведіть схему установки насосного агрегату та дайте до неї пояснення.
6. Як визначити напір та тиск насоса за показами приладів?
7. Як визначити напір насоса під час проектування?

ТЕМА 2. ОСНОВИ ТЕОРІЇ РУХУ РІДИНИ У ВІДЦЕНТРОВОМУ НАСОСІ

2.1. Рух рідини в робочому колесі відцентрового насоса

Робоче колесо відцентрового насоса є його основним робочим органом, тому кінематичні характеристики рідини, яка рухається через робоче колесо, значно впливають на енергетичні параметри насоса.

Рідина всередині міжлопасного каналу робочого колеса обертається разом з робочим колесом (тобто здійснює переносний рух). Окрім того, вона ще переміщується і відносно робочого колеса, рухаючись від центра колеса до його периферії (до того ж рідина здійснює відносний рух). Відповідно розрізняють такі види швидкостей руху частинок рідини в робочому колесі відцентрового насоса:

- швидкість переносного руху (окільна швидкість), її позначають буквою \bar{u} ;
- швидкість відносного руху, позначається \bar{w} ;
- швидкість абсолютного руху \bar{v} , яка є сумою векторів переносної та відносної швидкостей,

$$(\bar{v} = \bar{u} + \bar{w}). \quad (2.1)$$

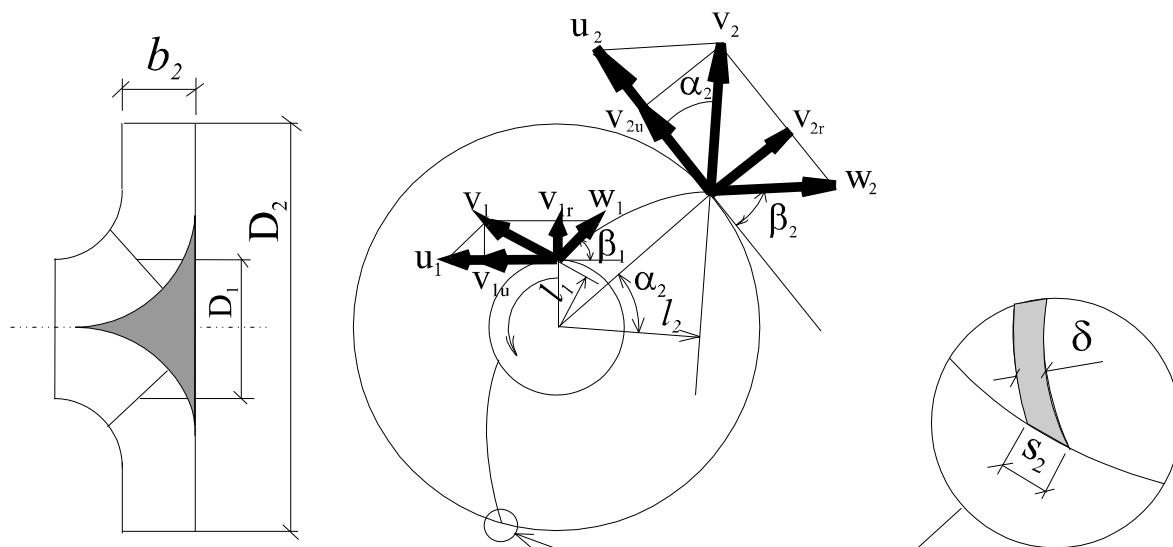


Рис. 2.1 – Схема розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрового насоса

В основу теоретичного уявлення про сталий рух потоку рідини через робоче колесо відцентрового насоса покладено гіпотезу про дійсний рух. Згідно з цією гіпотезою, кожна частинка рідини всередині міжлопасного каналу рухається за траєкторією, форма якої співпадає з кривою обрису лопатки. Але такий рух можливий тільки в тому випадку, коли міжлопасні канали будуть безкінечно тонкими, що відповідає безкінечно великій кількості безкінечно тонких лопаток. Зрозуміло, що практично це нездійсненно. Але, якщо міжлопасні канали мають велику довжину в порівнянні з їх поперечними розмірами, то, в цілому, траєкторія руху частинок рідини в таких каналах буде приблизно відповідати формі цих каналів (тобто формі лопаток). Це і є підставою для прийняття гіпотези про дійсний рух.

Швидкість переносного руху u завжди направлена по дотичній до кола, за яким обертається точка. Напрямок цієї швидкості співпадає з напрямком обертання. Для частинки рідини, що знаходиться в міжлопасному каналі на відстані r від центра обертання, величина переносної (окільної) швидкості визначається за формулою:

$$u = \omega \cdot r = \frac{2\pi n r}{60}, \quad (2.2)$$

де: ω – кутова швидкість колеса;

n – кількість обертів колеса за хвилину.

За цією формулою, окільна швидкість руху частинки рідини буде зростати із її переміщенням від центра до периферії робочого колеса (тобто із збільшенням r). При вході в робоче колесо ця швидкість дорівнює

$$u_1 = \frac{2\pi n r_1}{60}, \text{ а при виході } - u_2 = \frac{2\pi n r_2}{60},$$

де r_1 і r_2 – радіуси робочого колеса відповідно на вході та на виході рідини.

Якщо прийняти гіпотезу про дійсний рух, то відносна швидкість руху рідини \vec{w} завжди буде направлена по дотичній до поверхні лопатки в сторону виходу із робочого колеса. Величина цієї швидкості буде зменшуватися із переміщенням частинки рідини від центра до периферії робочого колеса. Це пояснюється збільшенням поперечного перерізу міжлопасних каналів.

Абсолютна швидкість руху частинки рідини визначається як сума двох векторів \vec{u} і \vec{w} за правилом паралелограма.

α – кут між напрямками абсолютної та відносної швидкостей.

β – робочий кут лопатки. Це кут між вектором відносної швидкості та напрямком, протилежним переносній швидкості.

V_r – проекція абсолютної швидкості на напрямок радіусу:

$$V_r = V \sin \alpha. \quad (2.3)$$

V_u – проекція абсолютної швидкості на напрямок окільної швидкості:

$$V_u = V \cos \alpha. \quad (2.4)$$

Із паралелограма швидкостей (рис. 2.1), проекція відносної швидкості на напрямок радіуса W_r дорівнює відповідній проекції абсолютної швидкості:

$$W_r = V_r = V \sin \alpha. \quad (2.5)$$

2.2. Подача насоса

На основі рівняння суцільності потоку для циліндричного перерізу на виході із робочого колеса можна записати

$$Q_{теор.\infty} = 2\pi r_2 b_2 V_{2r} = 2\pi r_2 b_2 V_2 \sin \alpha_2, \quad (2.6)$$

де b_2 – ширина робочого колеса (відстань між дисками див. рис. 2.1) на виході.

Якщо врахувати, що деяку частину площі циліндричного перерізу на виході з колеса займають лопатки, то ця формула набуде такого вигляду:

$$Q'_{теор} = \psi_2 \pi d_2 b_2 V_{2r}, \quad (2.7)$$

де: ψ_2 – коефіцієнт стиснення потоку лопатками на виході із робочого колеса;
 d_2 – зовнішній діаметр робочого колеса.

$$\psi_2 = \frac{\pi d_2 b_2 - z b_2 s_2}{\pi d_2 b_2} = 1 - \frac{z s_2}{\pi d_2} = 1 - \frac{z \delta_2}{\pi d_2 \sin \beta_2}. \quad (2.8)$$

де: z – кількість лопаток;

δ_2 – товщина лопатки на виході із робочого колеса;

$s_2 = \frac{\delta_2}{\sin \beta_2}$ – товщина лопатки в циліндричному перерізі, що розглядається;

β_2 – робочий кут лопатки на виході із колеса.

Для більшості насосів ψ_2 знаходиться в межах 0,90 – 0,95.

Фактична подача насоса завжди буде меншою за теоретичну через наявність перетікання рідини всередині насоса. Тому подача насоса визначається за виразом:

$$Q_{\text{факт}} = Q_{\text{теор}}' \cdot \eta_{\text{об}}, \quad (2.9)$$

де $\eta_{\text{об}}$ – об’ємний коефіцієнт корисної дії насоса.

2.3. Головне рівняння відцентрового насоса. Теоретичний напір

Головне рівняння відцентрового насоса дає можливість визначити теоретичний напір насоса в залежності від кінематичних параметрів руху рідини через робоче колесо насоса.

При виведенні рівняння припускається, що рух рідини відбувається без гідравлічних втрат (тобто рідина ідеальна) і що рух рідини – струменевий.

Скористаємося теоремою про змінення моменту кількості руху, яку для сталого потоку рідини можна сформулювати так: змінення моменту кількості руху маси рідини, яка протікає за одиницю часу, під час переходу від одного перерізу до іншого, дорівнює моменту всіх зовнішніх сил, прикладених до потоку між цими перерізами. Застосуємо цю теорему щодо циліндричних перерізів на вході і виході із робочого колеса насоса.

Момент кількості руху маси рідини, яка проходить за одну секунду через циліндричний переріз на вході в робоче колесо, дорівнює

$$M_1 = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot V_1 \cdot l_1, \quad (2.10)$$

де: V_1 – абсолютна швидкість руху рідини на вході в робоче колесо насоса;
 l_1 – плече вектора V_1 відносно осі обертання робочого колеса (рис. 2.1).

Момент кількості руху маси рідини, яка проходить за одну секунду через циліндричний переріз на виході із робочого колеса, дорівнює

$$M_2 = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot V_2 \cdot l_2, \quad (2.11)$$

де: V_2 і l_2 – величини аналогічні величинам V_1 і l_1 , тільки взяті для рідини на виході із робочого колеса.

За теоремою, зміна моменту кількості руху маси рідини між цими двома перерізами дорівнює моменту зовнішніх сил, прикладених до потоку між цими перерізами:

$$M = M_2 - M_1 = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot (V_2 \cdot l_2 - V_1 \cdot l_1). \quad (2.12)$$

За рис. 2.1,

$$l_2 = r_2 \cos \alpha_2, \quad a \quad l_1 = r_1 \cos \alpha_1. \quad (2.13)$$

Тоді

$$M = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cos \alpha_1) \quad (2.14)$$

Помноживши обидві частини цього рівняння на кутову швидкість ω , отримаємо

$$\begin{aligned} M \cdot \omega &= \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \omega \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \omega \cdot \cos \alpha_1) = \\ &= \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot (u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}) \end{aligned} \quad (2.15)$$

Величина $M\omega$ – це потужність, витрачена на передачу енергії рідині. Відомо, що ця потужність дорівнює

$$M\omega = Q_{\text{теор}} H_{\text{теор}} \cdot \rho g. \quad (2.16)$$

Тоді

$$Q_{теор} H_{теор. \infty} \rho g = \rho Q'_{теор} (u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}), \quad (2.17)$$

або

$$H_{теор. \infty} = \frac{u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}}{g}. \quad (2.18)$$

Ця залежність була відкрита в середині XVIII століття Леонардом Ейлером і називається **рівнянням Ейлера**, або **головним рівнянням лопатного насоса**.

Аналіз цього рівняння показує, що підвищити напір насоса можна різними способами:

- за допомогою збільшення окружної швидкості на виході із колеса, для цього потрібно збільшувати кількість обертів і зовнішній діаметр робочого колеса;
- за допомогою зменшення кута α_2 . Одночасно величина проекції абсолютної швидкості руху рідини на напрямок окружної $V_{2u} = V_2 \cos \alpha_2$ буде збільшуватися. Теоретично максимальним значення $V_{2u} = V_2$ буде при куті $\alpha_2 = 0$ ($\cos 0 = 1$), але при цьому подача насоса буде дорівнювати нулю (див. формулу для теоретичної подачі насоса: при $\alpha_2 = 0$, $\sin 0 = 0$). Тому під час конструювання відцентрових насосів найчастіше приймають $\alpha_2 = 8 - 12^\circ$;
- при незмінних параметрах потоку на виході із робочого колеса напір насоса можна підвищити шляхом зменшення добутку $u_1 V_{1u}$. Величину u_1 зменшувати немає сенсу, тому що одночасно ще більше зменшиться величина u_2 . Тому при конструюванні насосів намагаються зменшити величину $V_{1u} = V_1 \cos \alpha_1$. Якщо рідина входить в робоче колесо в радіальному напрямку (тобто кут $\alpha_1 = 90^\circ$), то $V_{1u} = 0$.

Конструкції відцентрових насосів і створюються так, щоб при розрахунковій подачі насоса забезпечувався радіальний вхід рідини в робоче колесо. У такому випадку рідина підводиться до робочого колеса без попереднього закручування. До того ж головне рівняння відцентрового насоса набуває такого вигляду:

$$H_{теор. \infty} = \frac{u_2 V_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 V_{2u}}{g}. \quad (2.19)$$

Під час конструювання відцентрових насосів намагаються також додержуватися рівності швидкостей $V_{1r} = V_{2r}$.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Наведіть схему розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрового насоса, дайте пояснення до неї.
2. Як визначається теоретична подача насоса?
3. Як визначається теоретичний напір насоса?

ТЕМА 3. ПРОФІЛЬ ЛОПАТОК РОБОЧОГО КОЛЕСА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА. ВИСОТА УСМОКТУВАННЯ. КАВІТАЦІЯ

3.1. Вплив дійсного характеру руху рідини в робочому колесі на теоретичний напір насоса

В дійсності рух реальної рідини в каналах робочого колеса значно

відрізняється від ідеалізованої схеми, прийнятої при виведенні головного рівняння відцентрового насоса. Тому і дійсний напір насоса відрізняється від величини, визначеної за формулою Ейлера. Ця відміна викликана двома причинами:

- 1) впливом кінцевої кількості лопаток в робочому колесі (при цьому порушується струменевість руху);
- 2) впливом рідинного тертя (при цьому частина напору втрачається на подолання опорів).

За гіпотезою про струменевий рух рідини припускається, що потік всередині лопаткового каналу симетричний відносно осі.

Насправді розподіл відносних швидкостей в каналах робочого колеса кінцевих розмірів не може бути симетричним відносно осі через наявність силової дії лопатки на рідину. До того ж тиск на випуклій (передній) стороні лопатки (при лопатках загнутих назад) повинен бути більшим, ніж тиск на тильну сторону, а відносні швидкості руху рідини на передній стороні лопатки будуть менші, ніж на задній. Це зрозуміло із рівняння Бернуллі:

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = \text{const}.$$

Схематично можна зобразити так:

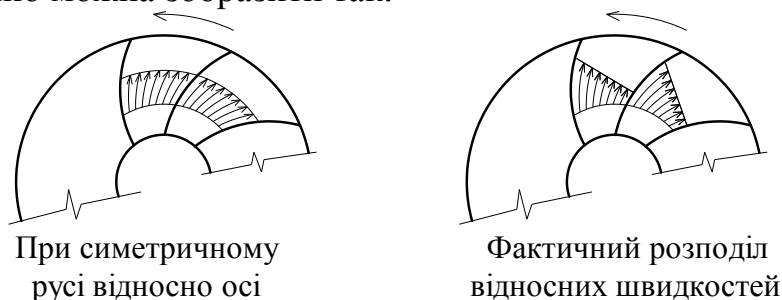


Рис. 3.1 – Розподіл відносних швидкостей в каналах робочого колеса

Під час руху реальної (природної) рідини через робоче колесо неодмінно будуть виникати гідравлічні втрати напору, які складаються із втрат по довжині, втрат напору на подолання місцевих опорів та втрат, пов'язаних з виникненням кордонного шару.

Зважаючи на вищезазначене, формула для визначення напору насоса з урахуванням дійсного характеру течії реальної рідини в робочому колесі насоса при радіальному вході матиме вигляд:

$$H = k \cdot \eta_{\text{гидр}} \cdot \frac{u_2 V_{2u}}{g}, \quad (3.1)$$

де: k – коефіцієнт, який враховує вплив кількості лопаток;

$\eta_{\text{гидр}}$ – гідравлічний коефіцієнт корисної дії насоса, який визначається дослідним шляхом. Для серійних насосів $\eta_{\text{гидр}} = 0,8 - 0,95$.

Величина коефіцієнта k для насосів з одностороннім входом рідини в робоче колесо може бути визначена за однією з емпіричних формул:

- 1) формула Проскури:

$$k = \frac{1}{1 + \frac{3,6 \sin \beta_2}{Z \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}}; \quad (3.2)$$

2) формула Пфлейдерера:

$$k = \frac{l}{l + \frac{2\varphi}{Z \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}}, \quad (3.3)$$

де: Z – кількість лопаток;

β_2 – робочий кут лопатки на виході із робочого колеса;

r_1 та r_2 – відповідно вхідний та вихідний радіуси робочого колеса;

$$\varphi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2. \quad (3.4)$$

За обома формулами, при $Z \rightarrow \infty$; $k \rightarrow 1$.

Точніше врахувати вплив кількості лопаток на напір насоса можна за методикою Стодола-Майзеля, або за теорією, розробленою С.С. Руднєвим.

Для приблизного визначення напору насоса, при відомій швидкості u_2 , можна скористатися формулою:

$$H = \alpha \frac{u_2^2}{g}, \quad (3.5)$$

де α – коефіцієнт напору. На підставі дослідних даних встановлено, що при нормальному режимі роботи насоса величина коефіцієнта α знаходиться в інтервалі 0,4 – 0,55.

3.2. Профіль лопаток робочого колеса

За головним рівнянням відцентрового насоса, великий вплив на напір насоса мають параметри потоку на вході і виході із робочого колеса. Ці параметри, в свою чергу, залежать від профілю лопаток. Таким чином, профіль лопаток робочого колеса впливає на напір насоса.

Величина робочого кута лопатки на вході в колесо β_1 визначається в залежності від окружної швидкості u_1 і абсолютної швидкості руху рідини на вході в робоче колесо v_1 .

Знаючи кількість обертів n та внутрішній діаметр робочого колеса D_1 , визначають

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}. \quad (3.6)$$

Знаючи розрахункову (оптимальну) подачу насоса Q_T , внутрішній діаметр робочого колеса D_1 та ширину робочого колеса на вході b_1 , визначають радіальну складову абсолютної швидкості рідини на вході в колесо:

$$V_{1r} = \frac{Q_T}{\psi_1 \pi D_1 b_1}. \quad (3.7)$$

Із паралелограма швидкостей, за умови радіального входу

$$V_{1r} = V_1 \sin 90^\circ = V_1.$$

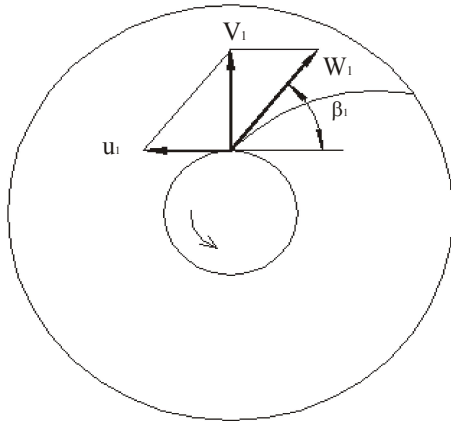
Знаючи величини u_1 і V_1 , будують паралелограм швидкостей на вході в робоче колесо і, таким чином, отримують кут нахилу лопатки відносно дотичної до внутрішнього кола робочого колеса.

Величина кута β_2 обирається. До того ж можливі три випадки:

$$\beta_2 < 90^\circ;$$

$$\beta_2 = 90^\circ;$$

$$\beta_2 > 90^\circ.$$



Проаналізуємо усі ці випадки. Відомо, що повний напір, який створює робоче колесо насоса, складається із статичного та динамічного (швидкісного):

$$H = H_{\text{стат}} + H_{\text{дин}} = \frac{u_2 V_{2u}}{g}. \quad (3.8)$$

Рис. 3.2 – Розподіл швидкостей при радіальному вході рідини на робоче колесо

До того ж, величина динамічного напору визначається за формулою як різниця швидкісних напорів на виході та вході в колесо:

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (3.9)$$

Як зазначалося раніше, під час конструювання відцентрових насосів намагаються дотримуватися умови $V_1 = V_{1r} = V_{2r}$, тому

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2 - v_{2r}^2}{2g} = \frac{v_{2u}^2}{2g}.$$

Розглянемо три типи лопаток:

1) Лопатки загнуті назад ($\beta_2 < 90^\circ$) (рис. 3.3).

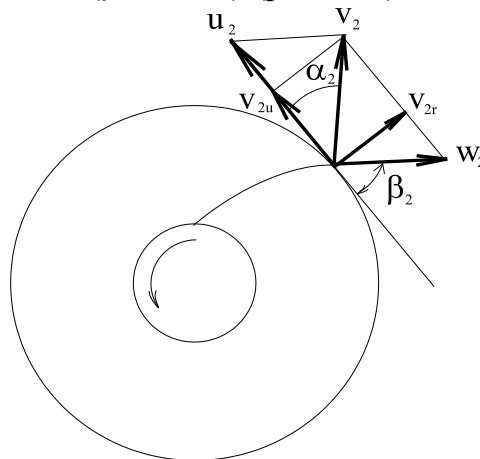


Рис. 3.3 – Робоче колесо з загнутими назад лопатками

У цьому випадку $V_{2u} < u_2$, тому:

$$H_{дин} = \frac{v_{2u}^2}{2g} < H_{нас} = \frac{u_2 v_{2u}}{2g}.$$

Таким чином, при лопатках, загнутих назад (відносно напрямку обертання), робоче колесо створює здебільшого статичний напір, тобто

$$H_{дин} < 0,5 H_{нас}.$$

2) Лопатки з радіальним виходом ($\beta_2 = 90^\circ$) (рис. 3.4).

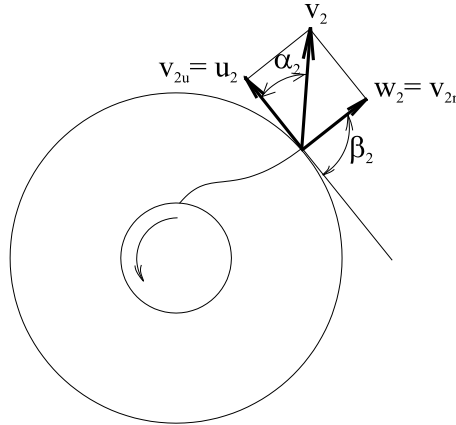


Рис. 3.4 – Лопатки з радіальним виходом

У цьому випадку $V_{2u} = u_2$, тому

$$\frac{v_{2u}^2}{2g} = \frac{u_2 v_{2u}}{2g}, \text{ або } H_{дин} = 0,5 H_{нас}.$$

Тобто, при лопатках з радіальним виходом динамічний напір складає рівно половину від повного напору, який створює робоче колесо насоса.

3) Лопатки загнуті вперед ($\beta_2 > 90^\circ$) (рис. 3.5).

У такому випадку $V_{2u} > u_2$, тому

$$\frac{v_{2u}^2}{2g} > \frac{u_2 v_{2u}}{2g}, \text{ або } H_{дин} > 0,5 H_{нас}.$$

Таким чином, якщо лопатки, загнуті вперед (відносно напрямку обертання), робоче колесо створює, здебільшого, динамічний напір.

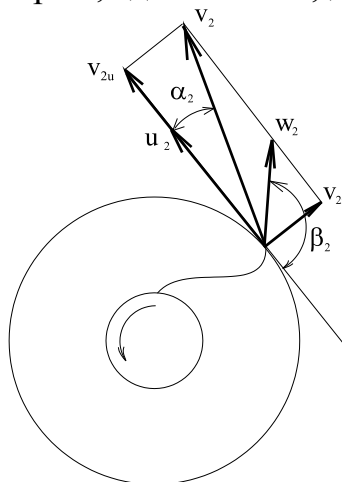


Рис. 3.5 – Робоче колесо з загнутими вперед лопатками

В усіх випадках динамічна складова напору, який створюється робочим колесом, повинна бути перетворена в статичний напір. Таке перетворення

пов'язане з додатковими втратами енергії, що, врешті-решт, знижує коефіцієнт корисної дії насоса.

Лопатки в робочому колесі відцентрового насоса найчастіше загинаються назад, для того щоб збільшити статичну складову повного напору.

Обрис лопаток в проміжних перерізах виконується або по дузі кола, або по евольвенті круга.

Лопатки подвійної кривизни окреслюються за результатами детального розрахунку профілю.

3.3. Пристрої для відведення рідини від робочого колеса насоса

Рідина від робочого колеса насоса надходить у відвідний пристрій. Відвідні пристрої виготовляються або у вигляді спрямовуючого апарату, або як відвідні камери.

Відвідні камери мають спіральну або кільцеву форму. Поперечний переріз відвідної камери виготовлюється в вигляді фігури, окресленої дугою кола та двома прямими, дотичними до цього кола, або у вигляді сектора круга із закругленими кутами (рис 3.6).

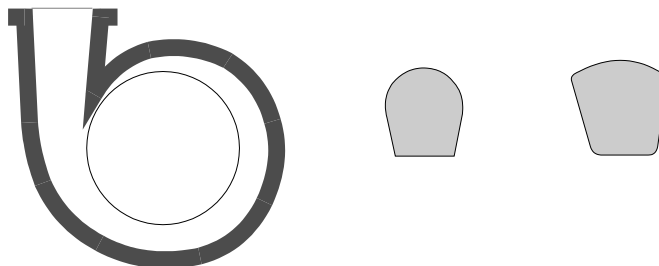


Рис. 3.6 – Відвідна камера

Спрямовуючий апарат – це нерухоме колесо з лопатками, яке розміщується ззовні робочого колеса насоса. Він може бути одним цілим з корпусом насоса або вставлятися в корпус. Спрямовуючі апарати часто влаштовуються в багатосекційних насосах.

3.4. Висота усмоктування насоса

Під час проектування насосних станцій висота розміщення насосів над рівнем води, а як наслідок, і глибина будівлі насосної станції, визначається в залежності від висоти усмоктування насосів. Розрізняють геометричну висоту усмоктування та вакууметричну висоту усмоктування. *Геометричною висотою усмоктування* ($H_{г.у.}$) називають різницю геодезичних відміток осі робочого колеса насоса і рівня води в резервуарі, з якого насос бере воду.

Рух рідини усмоктувальним трубопроводом до насоса відбувається під дією різниці тисків на вільну поверхню в усмоктувальному резервуарі ($P_{атм}$) і на вході в робоче колесо (P_1). Різниця між цими тисками – це величина вакууму на вході в робоче колесо насоса або вакууметрична висота усмоктування:

$$H_{з.у.} = \frac{P_{атм} - P_1}{\rho g}. \quad (3.10)$$

Скористаємося рівнянням Бернуллі для потоку реальної рідини, яка рухається між перерізами 0 – 0 та 1 – 1 (рис. 3.7). За площину порівняння

прийемо площину 0 – 0, а швидкість руху рідини в перерізі 0 – 0 прийемо рівною нулю:

$$\frac{P_{атм}}{\rho g} = H_{з.у.} + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{всм.} \quad (3.11)$$

Звідси

$$H_{з.у.} = H_{всм.} - h_{всм.} - \frac{V_1^2}{2g}, \quad (3.12)$$

де: V_1 – швидкість руху рідини в перерізі 1 – 1;

$h_{всм.}$ – повні втрати напору між перерізами 0 – 0 та 1 – 1 (повні втрати напору в усмоктувальному трубопроводі).

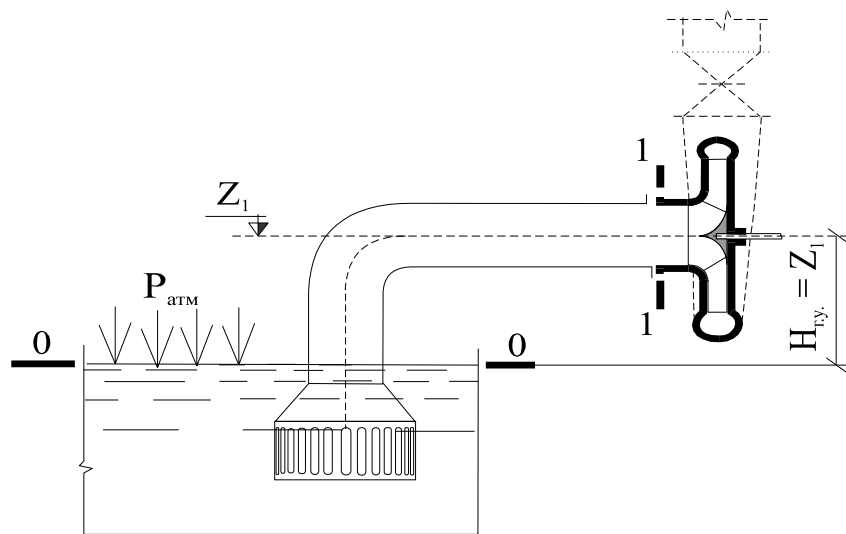


Рис. 3.7 – Визначення геометричної висоти всмоктування

Таким чином, геометрична висота всмоктування насоса менша за вакууметричну на величину повних втрат напору в усмоктувальному трубопроводі і на величину швидкісного напору в усмоктувальному патрубку насоса.

Найбільша геометрична висота усмоктування насоса обмежується допустимою вакууметричною висотою усмоктування ($H_{дон}^{вак}$).

Теоретично для роботи насоса необхідно, щоб абсолютний тиск рідини на вході в насос був більшим за тиск насиченого пару рідини за даної температури (в протилежному випадку рідина буде кипіти). Практично слід зберігати понаднормово деякий запас енергії, який називається кавітаційним запасом і позначається Δh .

В технічних паспортах насосів (а відповідно і в літературі) наводяться усмоктувальні характеристики насосів у вигляді графічних залежностей Δh , або $(H_{дон}^{вак})_{насн}$ від подачі насоса.

Якщо відома величина Δh , то найбільшу геометричну висоту усмоктування можна визначити за формулою:

$$H_{зв}^{макс} = H_{атм} - h_t - \Delta h - h_{всм.} - \frac{V_1^2}{2g}, \quad (3.13)$$

де h_t – тиск насиченого пару рідини за даної температури.

Допустима вакуумметрична висота усмоктування $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ залежить від атмосферного тиску та від температури рідини, яку перекачує насос. На заводах–виробниках спеціальними кавітаційними випробуваннями визначається величина $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})_{\text{пасп}}$ для атмосферного тиску 10 метрів водяного стовпа та при температурі води 20 °С.

Якщо насосна установка проектується для місцевості, де атмосферний тиск відрізняється від 10 м вод. ст., або для перекачування води з температурою більше 20 °С, то паспортну величину $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})_{\text{пасп}}$ слід уточнити за формулою:

$$(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})_{\text{роб}} = (H_{\text{вак}}^{\text{доп}})_{\text{пасп}} - 10 + H_{\text{атм}} + 0,24 - h_t. \quad (3.14)$$

У цьому випадку найбільша геометрична висота всмоктування насоса буде

$$H_{\text{з.в.}}^{\text{макс}} = (H_{\text{вак}}^{\text{доп}})_{\text{роб}} - h_{\text{всм}} - \frac{V_1^2}{2g}. \quad (3.15)$$

В залежності від висоти над рівнем моря величину $H_{\text{атм}}$ можна використати із табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Залежність величини атмосферного тиску від висоти над рівнем моря

Висота над рівнем моря, м	-600	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	2000
Атмосферний тиск, $H_{\text{атм}}$, м вод. стовпа	11,3	10,3	10,2	10,1	10,0	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2	8,6	8,4

Тиск насиченого пару води h_t в залежності від її температури можна використати із табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Величина тиску насиченого пару води h_t в залежності від її температури

Температура води, $^{\circ}\text{C}$	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Тиск насиченого пару води, h_t , м вод. стовпа	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33

Приклад 1. Визначити найбільшу можливу геометричну висоту всмоктування для насоса, якщо відомо, що насос планується встановлювати в місцевості, яка знаходиться на висоті 1000 метрів над рівнем моря, і він буде перекачувати із відкритого резервуару воду температурою до 60°C . Під час проектування визначено, що при розрахунковій подачі повні втрати напору в усмоктувальному трубопроводі складають 0,75 м. вод. ст., а швидкість руху води в усмоктувальному патрубку насоса – 3 м/с. В технічному паспорті насоса наведено характеристику $Q - \Delta h$, згідно з якою при розрахунковій подачі $\Delta h = 6,5$ м. вод. ст.

Розв'язання задачі. За таблицями 3.1 і 3.2 знаходимо, що атмосферний тиск на висоті 1000 метрів над рівнем моря $H_{\text{атм}} = 9,2$ м. вод. ст., а тиск насиченого пару води при температурі 60°C – $h_t = 2,02$ м. вод. ст. За формулою (3.13) знаходимо найбільшу можливу геометричну висоту всмоктування насоса:

$$H_{\text{з.в.}}^{\text{макс}} = 9,2 - 2,02 - 6,5 - 0,75 - \frac{3^2}{2 \cdot 9,81} \cong -0,53 \text{ м.}$$

Отриманий результат говорить про те, що насос (його вісь) слід розміщувати нижче (знак мінус) рівня води в усмоктувальному резервуарі не менше ніж на 0,53 м.

Приклад 2. Визначити найбільшу можливу геометричну висоту всмоктування для тих же умов і вихідних даних, що описані в прикладі 1, але для насоса, в технічному паспорті якого наведена характеристика $Q - H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, а не $Q - \Delta h$. Згідно з цією характеристикою, м. вод. ст. при розрахунковій подачі.

Розв'язання задачі. Через те, що насосна установка проектується для місцевості, де атмосферний тиск відрізняється від показу 10 м. вод. ст. і для перекачування нагрітої води, то паспортну величину $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ коригуємо за формулою (3.14):

$$(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})_{\text{роб}} = 4,9 - 10 + 9,2 + 0,24 - 2,02 = 2,32 \text{ м. вод. стовпа.}$$

За формулою (3.15) знаходимо найбільшу можливу геометричну висоту всмоктування насоса:

$$H_{\text{з.в.}}^{\text{макс}} = 2,32 - 0,75 - \frac{3^2}{2 \cdot 9,81} \cong 1,11 \text{ м}$$

Отриманий результат свідчить про те, що для нормальної роботи насоса його можна розміщувати над рівнем води в усмоктувальному резервуарі не вище ніж на 1,11 метра.

3.5. Кавітація в насосах

Кавітація – це процес порушення суцільності потоку рідини в тих місцях, де тиск, знижуючись, сягає деякої критичної величини. Під час практичних розрахунків за цю критичну величину приймають тиск насиченого пару рідини за даної температури.

Якісна зміна структури потоку, яка викликана кавітацією, веде до зміни режиму роботи насоса. Ці зміни називають наслідками кавітації.

Під час виникнення кавітації відбуваються такі процеси:

✧ В тих місцях потоку, де тиск падає до критичного, виникає багато бульбашок, наповнених паром рідини і газами, що виділяються із розчину. Знаходячись у зоні пониженого тиску, бульбашки збільшуються і перетворюються на великі кавітаційні каверни.

✧ В тих місцях, де виникають каверни, змінюється ефективна форма проточної частини насоса, що викликає місцеві підвищення швидкості руху рідини і збільшення втрат напору. Це погіршує енергетичні параметри насоса і знижує його коефіцієнт корисної дії.

✧ Нестійкість кавітаційної зони викликає пульсацію тиску в потоці. Під дією цієї пульсації може виникати вібрація насоса.

✧ Кавітаційні бульбашки захоплюються потоком рідини і переносяться в зону підвищеного тиску. Там вони дуже швидко зникають. Це призводить до гідравлічних мікроударів в місцях зникнення бульбашок. При зникненні кожної бульбашки виникає негучний стукіт. Накладення цих стукотів призводить до появи характерного шипіння, яке майже завжди виникає під час кавітації.

✧ Кавітація призводить до зруйнування поверхні, на якій вона виникає. Це руйнування – один із найнебезпечніших наслідків кавітації, і називається він *кавітаційною ерозією*. Різні матеріали по-різному піддаються кавітаційній ерозії. Дуже руйнуються чавун та вуглецева сталь.

Для попередження виникнення кавітації необхідно правильно визначати геометричну висоту всмоктування насоса і не допускати її завищування. До того ж величина Δh і є тим кавітаційним запасом енергії, який запобігає занадто глибокому падінню тиску і не дозволяє виникати кавітації. Для визначення Δh С. С. Руднєвим запропонована емпірична формула

$$\Delta h \geq 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{c} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (3.16)$$

де: n – кількість обертів робочого колеса за хвилину;

Q – подача насоса в $\text{м}^3/\text{с}$;

C – коефіцієнт, який залежить від конструктивних особливостей насоса ($C = 600 - 1300$). Для насосів з двобічним входом рідини в робоче колесо в цю формулу слід підставляти половину подачі насоса.

Якщо кавітація виникає на діючій насосній установці, де змінити геометричну висоту усмоктування неможливо, то шкідливі наслідки кавітації можна зменшити такими засобами:

- покращенням якості матеріалів (тобто слід використовувати матеріали, які більш стійкі до кавітаційної ерозії);
- нанесенням захисного покриття на поверхню, яка руйнується:
 - наплавка поверхні твердими сплавами,
 - металізація поверхні в холодному стані,
 - місцеве загартування поверхні та ін.;
- впусканням невеликої кількості повітря в усмоктувальний патрубок насоса;
- перепусканням невеликої кількості води із напірного трубопроводу в усмоктувальний патрубок насоса;
- установкою водострумного насоса на усмоктувальний трубопровід насоса.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Як дійсний характер руху рідини в робочому колесі насоса впливає на його теоретичний напір?
2. Охарактеризуйте типи лопаток робочого колеса насоса та їх вплив на подачу та напір насоса.
3. За яким алгоритмом визначається максимально можлива геометрична висота всмоктування? Від чого вона залежить?
4. Дайте визначення кавітації та назвіть засоби боротьби з нею.

ТЕМА 4. ПОТУЖНІСТЬ І КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА. НАПІР, ЯКИЙ СТВОРЮЄ НАСОС

4.1. Потужність насоса. Коефіцієнт корисної дії

Якщо насос за 1 секунду подає із нижнього резервуару у верхній на висоту H об'єм рідини масою m , то корисна робота, яку він при цьому виконує, – mgH .

При подачі насоса Q , м³/с маса рідини, яку перекачує насос за 1 секунду, дорівнює

$$m = \rho Q. \quad (4.1)$$

Тоді корисна потужність насоса (тобто корисна робота за 1 сек.)

$$N_{\text{корисн}} = \rho g Q H. \quad (4.2)$$

Внаслідок неминучих втрат енергії в самому насосі, потужність, яку він споживає, повинна бути більшою за корисну потужність. Відношення корисної потужності до потужності на валу насоса називається коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta = \frac{N_{\text{корисн}}}{N_{\text{валу}}}. \quad (4.3)$$

Коефіцієнт корисної дії насоса враховує усі втрати енергії в насосі. Вони складаються із гідравлічних, об'ємних і механічних втрат.

Гідравлічні втрати оцінюються гідравлічним коефіцієнтом корисної дії

$$\eta_{\text{гідр}} = \frac{H}{H + h_{\text{нас}}}, \quad (4.4)$$

де: H – корисний напір насоса;

$h_{\text{нас}}$ – втрати напору на подолання гідравлічних опорів під час руху рідини у

насосі. Вони складаються із втрат напору на тертя об поверхню проточної частини насоса і вихрових (місцевих) втрат.

Об'ємні втрати виникають у зв'язку з перетіканням частини рідини крізь зазори між рухомим робочим колесом і нерухомими деталями корпусу насоса із зони високого тиску у зону розрідження. Вони оцінюються об'ємним коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}, \quad (4.5)$$

де: Q – подача насоса у напірний трубопровід (корисна подача насоса);

ΔQ – витрата рідини, яка перетікає через зазори.

Механічні втрати енергії виникають через тертя рухомих деталей насоса (тертя в підшипниках, сальниках і т.ін.). Вони оцінюються механічним коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta_{мех} = \frac{N_{вал} - N_{мех}}{N_{вал}}, \quad (4.6)$$

де: $N_{мех}$ – механічні втрати потужності;

$(N_{вал} - N_{мех})$ – потужність, яку робоче колесо насоса передає рідині.

$$(N_{вал} - N_{мех}) = \rho g(Q + \Delta Q)(H + h_{нас}). \quad (4.7)$$

Взявши до уваги, що $N_{вал} = \frac{\rho g Q H}{\eta}$ і поділивши ліву частину останнього

рівняння на $N_{вал}$, а праву на $\frac{\rho g Q H}{\eta}$, отримаємо

$$\eta = \frac{h}{h + h_{нас}} \cdot \frac{Q}{Q + \Delta Q} \cdot \frac{N_{вал} - N_{мех}}{N_{вал}} = \eta_{гидр} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех}. \quad (4.8)$$

Тобто, повний коефіцієнт корисної дії насоса дорівнює добутку гідравлічного, об'ємного та механічного К. К. Д.

Коефіцієнти корисної дії великих насосів, які серійно виробляються промисловістю, сягають 0,9 – 0,95, а у невеликих – 0,6 – 0,75.

4.2. Теоретичні характеристики відцентрового насоса

Головна характеристична крива насоса – це графік, який виражає залежність напору насоса від подачі $H = f(Q)$ при постійному числі обертів робочого колеса.

Для побудови теоретичної характеристики $Q-H$ скористаємося головним рівнянням відцентрового насоса – $H_{теор.\infty} = u_2 V_{2u} / g$.

Теоретична подача насоса з урахуванням стиснення потоку лопатками робочого колеса дорівнює – $Q_{теор} = \psi_2 \pi D_2 b_2 V_{2r}$.

Із паралелограма швидкостей, побудованого на виході із робочого колеса, впливає, що

$$V_{2u} = u_2 - V_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (4.9)$$

але

$$V_{2r} = \frac{Q_{теор}}{\psi_2 \pi D_2 b_2}, \quad (4.10)$$

тоді

$$V_{2u} = u_2 - \frac{ctg\beta_2}{\psi_2 \pi D_2 b_2} Q_{теор}. \quad (4.11)$$

Підставивши цей вираз у головне рівняння відцентрового насоса, отримаємо

$$H_{теор.\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 ctg\beta_2}{\psi_2 \pi D_2 b_2 g} Q_{теор}. \quad (4.12)$$

Для конкретного насоса при постійній швидкості обертання робочого колеса величини u_2 , b_2 , D_2 , ψ_2 , $ctg\beta_2$ є постійними. Позначивши постійні коефіцієнти буквами А і Б,

$$A = \frac{u_2^2}{g}; B = \frac{u_2 ctg\beta_2}{g \psi_2 \pi D_2 b_2}, \quad (4.13)$$

отримаємо

$$H_{теор.\infty} = A - B Q_{теор}. \quad (4.14)$$

Таким чином, залежність $H_{теор.\infty}$ від $Q_{теор}$ виражається рівнянням першого ступеня, яке графічно в координатах Q–H зображується прямою лінією. Нахил цієї прямої залежить від величини кутового коефіцієнта Б, який, в свою чергу, залежить від величини кута β_2 (рис. 4.1).

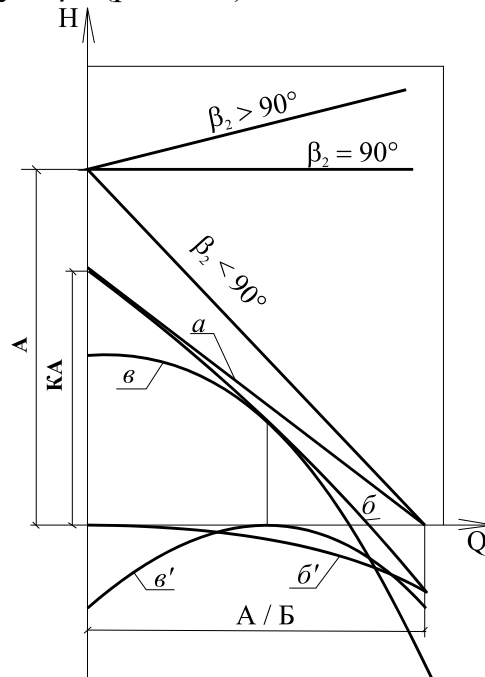


Рис. 4.1 – Побудова характеристики Q–H відцентрового насоса

- ✓ При $\beta_2 < 90^\circ$, $ctg\beta_2 > 0$ і $B > 0$. Отже, в цьому випадку із збільшенням $Q_{теор}$ величина $H_{теор.\infty}$ буде зменшуватися.
- ✓ При $Q_{теор} = 0$, $H_{теор.\infty} = A$, а при $H_{теор.\infty} = 0$; $Q_{теор} = A/B$.
- ✓ При $\beta_2 = 0$, $ctg\beta_2 = 0$ і $B = 0$. Отже, в цьому випадку графік залежності $H_{теор.\infty}$ від $Q_{теор}$ буде мати вигляд прямої лінії, паралельної осі Q.
- ✓ При $\beta_2 > 0$, $ctg\beta_2 < 0$ і $B < 0$. Водночас величина $H_{теор.\infty}$ буде

збільшуватися із збільшенням подачі $Q_{\text{теор}}$.

✓ При $Q_{\text{теор}} = 0$; $H_{\text{теор.}\infty} = A$.

Як зазначалося раніше головне рівняння відцентрового насоса виведено для ідеальних умов. Тому для переходу до дійсних характеристик насоса слід внести поправки щодо кінечної кількості лопаток і урахувати втрати напору в насосі.

При кінечній кількості лопаток теоретичний напір насоса зменшується і дорівнює

$$H_{\text{теор}} = K H_{\text{теор.}\infty} \quad (4.15)$$

Відповідно до цього, зменшиться і відрізок, який пряма теоретичного напору (пряма a) відсіче на осі H (рис. 4.1). Він стане дорівнювати KA . Відрізок, який ця пряма відсікає на осі Q , залишиться таким же через те, що у формулі для $Q_{\text{теор}}$ ми уже врахували вплив кінечної кількості лопаток (коефіцієнт ψ_2).

Втрати напору в насосі можуть бути двох видів:

- 1) Втрати напору на подолання сил тертя рідини і на подолання місцевих опорів.
- 2) Втрати напору на удар під час входу рідини на лопатки робочого колеса і спрямовуючого апарату.

Втрати першого виду при турбулентному режимі можна вважати пропорційними квадрату витрати (подачі). До того ж залежність їх від витрати (подачі) графічно зображується у вигляді параболи з вершиною в початку координат (крива b' , рис. 4.1). Віднімаючи ординати цієї кривої від ординат кривої a , отримаємо лінію b , яка враховує перший вид втрат напору.

Втрати на удар під час входу рідини на лопатки робочого колеса і спрямовуючого апарату виникають через розбіжність напрямку руху потоку на вході й виході робочого колеса із напрямком руху робочих деталей насоса. Робочі деталі насоса виготовляють так, щоб при розрахунковій подачі $Q_{\text{опт}}$ втрати на удар не виникали. При інших подачах Q_x , втрати на удар пропорційні квадрату відхилення цих подач від оптимальної, тобто пропорційні величині $(Q_x - Q_{\text{опт}})^2$. Залежність цих втрат від подачі графічно можна зобразити параболою (крива b' , рис. 4.1) з вершиною у точці безударного входу (тобто на осі абсцис при $Q = Q_{\text{опт}}$). Віднімаючи ординати кривої b' від ординат лінії b , отримуємо лінію b , яка враховує обидва види втрат напору в насосі.

Якщо врахувати перетікання рідини через зазори в самому насосі, то характеристика насоса ще переміститься трохи вліво стосовно кривої b .

Незважаючи на нібито просту побудову теоретичних характеристик насоса, в дійсності цей процес зазнає великих труднощів через наявність багатьох факторів, які не піддаються точному теоретичному розрахунку і якими задаються.

В житті характеристики насосів отримують дослідним шляхом.

4.3. Робочі характеристики відцентрового насоса. Випробування насосів

Насоси, які виготовляє вітчизняна промисловість, випробовуються згідно з Держстандартом 6134.71 (відповідний Держстандарт України ще не розроблено).

За результатами випробувань отримують криві $(Q-H)$; $(Q-N)$ та $(Q-\eta)$, які

називаються **робочими характеристиками насоса**. Ці три характеристики отримують шляхом енергетичних випробувань. Окрім того, існують і інші види випробувань, при яких отримують різні характеристики. Так, наприклад, характеристики $(Q-\Delta h)$ та $(Q-H_{\text{вак}}^{\text{доп}})$ отримують під час кавітаційних випробувань.

Випробування проводять на спеціальних стендах. Схема стенда для енергетичних випробувань наведена на рис. 4.2.

Випробування проводять при постійному числі обертів робочого колеса. Засувкою на напірному трубопроводі змінюють подачу насоса. При кожній подачі вимірюють відповідні напір та потужність. До того ж напір вираховують за показами манометра і вакуумметра:

$$H = M + B + \frac{V_{\text{нап}}^2 - V_{\text{всм}}^2}{2g}. \quad (4.16)$$

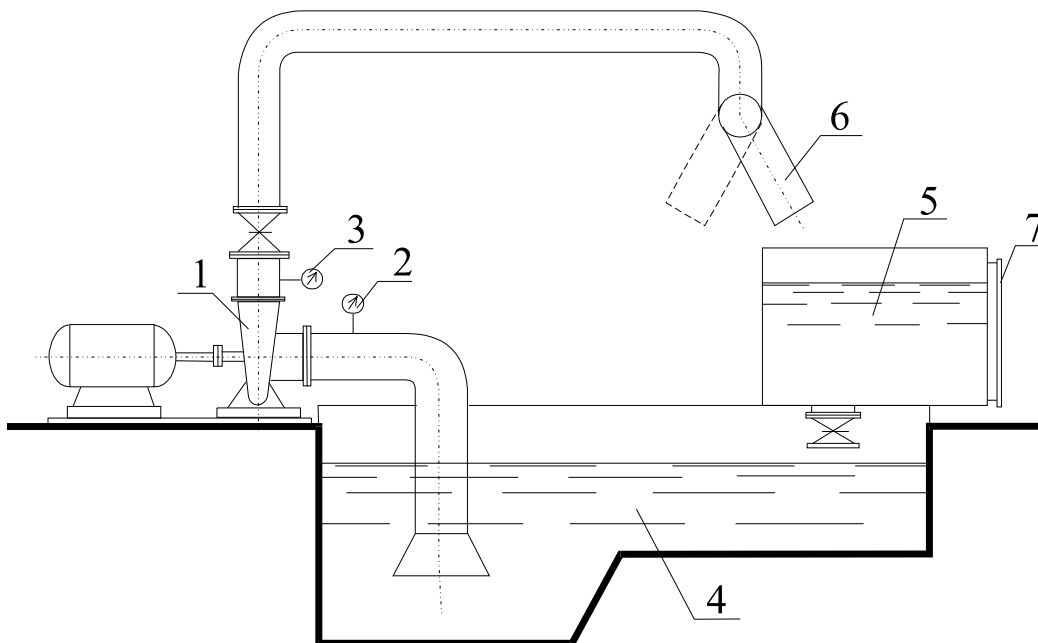


Рис. 4.2 – Схема стенда для енергетичних випробувань

1 – насос; 2 – вакуумметр; 3 – манометр; 4 – резервуар; 5 – вимірювальний бак;
6 – поворотний накінецьник; 7 – водомірне скло.

Подача визначається шляхом вимірювання часу t , за який наповнюється вимірювальний об'єм W :

$$Q = \frac{W}{t}. \quad (4.17)$$

Потужність на валу для невеликих насосів можна вимірювати за допомогою балансирних електродвигунів. Для середніх та великих насосів визначається електрична потужність, яку споживає електродвигун. Цю потужність можна виміряти ватметром або вирахувати за показами вольтметра та амперметра:

$$N_{\text{вв}} = \frac{\sqrt{3}UA \cos \varphi}{1000}, \text{ кВт.} \quad (4.18)$$

До того ж величина $\cos\varphi$ обирається із паспорта електродвигуна за характеристикою ($\cos\varphi - N_{\text{ел}}$). Потужність на валу насоса дорівнює

$$N_{\text{вал}} = N_{\text{ел}} \eta_{\text{ел.дв.}} \quad (4.19)$$

де $\eta_{\text{ел.дв.}}$ – коефіцієнт корисної дії електродвигуна обирається із паспорта електродвигуна в залежності від $N_{\text{ел}}$.

Коефіцієнт корисної дії насоса визначають як відношення корисної потужності насоса до потужності на валу:

$$\eta = \frac{N_{\text{корисн}}}{N_{\text{вал}}} = \frac{\rho g Q H}{102 N_{\text{вал}}} \quad (4.20)$$

Випробування насоса проводять не менше ніж при 20 подачах. При цьому отримують ряд точок, за якими будують графічні характеристики насоса. Характеристики відцентрових насосів мають такий вигляд (рис. 4.3):

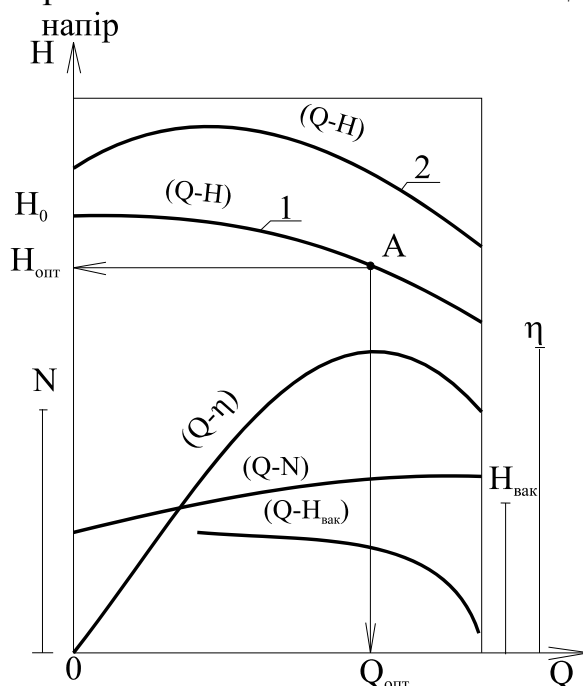


Рис. 4.3 – Побудова характеристик насоса за результатами випробувань

Характеристика к. к. д. ($Q-\eta$) відцентрового насоса завжди має максимум при деякій подачі. Ця подача і є **оптимальною** для цього насоса.

Характеристики ($Q-H$) відцентрових насосів можуть бути стабільними і лабільними. Характеристику називають **стабільною**, якщо найбільший напір насоса відповідає нульовій подачі (крива 1, рис. 4.3) і **лабільною**, якщо вона має максимум при деякій позитивній подачі (крива 2, рис. 4.3).

Характеристики ($Q-H$) можуть бути положистими і крутими. Крутизна характеристики визначається за формулою:

$$K = \frac{(H_0 - H_{\text{опт}}) \cdot 100}{H_{\text{опт}}} \quad (4.21)$$

Для положистих характеристик $K = 8 - 12 \%$, а для крутопадаючих $K = 25-30 \%$.

Насосами з положистими характеристиками доцільно користуватися в системах, де можливі значні коливання витрат води при невеликих коливаннях

напору (наприклад, у безбаштових системах водопостачання).

Насоси із крутопадаючими характеристиками слід використовувати там, де можливі значні коливання напору при невеликих коливаннях подачі (наприклад, для насосних станцій першого підйому).

У випадках необхідності аналітичного відображення залежності між Q і H можна скористатися рівняннями, які склав Є. А. Прегер:

$$H = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot Q + \alpha_2 \cdot Q^2. \quad (4.22)$$

Для робочої ділянки характеристики ($Q - H$) це рівняння спрощується і приймає вигляд:

– для водопровідних насосів $H = a - b Q^2$; (4.23)

– для каналізаційних насосів $H = a - b Q$. (4.24)

Усі коефіцієнти у цих рівняннях знайдено емпіричним шляхом для більшості насосів, які випускає вітчизняна промисловість.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Дайте визначення та принцип визначення потужності та коефіцієнту корисної дії насоса.

2. Наведіть алгоритм побудови теоретичної характеристики $Q-H$ відцентрового насосу.

3. Наведіть схему стенда для енергетичних випробувань насоса та дайте до неї пояснення.

4. Наведіть принцип побудови характеристик насоса за результатами випробувань.

ТЕМА 5. УНІВЕРСАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСНИХ НАСОСІВ. ЗАКОНИ ПОДІБНОСТІ

5.1. Подібність насосів. Формули перерахунку

Складний характер руху реальної рідини в робочих органах лопасних насосів призводить до того, що виключно теоретично розрахувати усі елементи насоса неможливо. Тому під час проектування нових конструкцій насосів користуються експериментальними даними, які отримані під час експлуатації подібних насосів на діючих станціях або під час випробувань моделей насосів у лабораторних умовах.

Для того, щоб результати досліджень, проведених на моделях, можна було застосовувати під час розрахунку реальних насосів, необхідно дотримуватися вимог теорії про механічну подібність руху реальної рідини. Ці вимоги полягають у необхідності дотримання умов геометричної, кінематичної і динамічної подібності. У випадку моделювання лопасних насосів ці умови можна означити так.

Геометрична подібність вимагає, щоб усі лінійні розміри одного з насосів (модель) були в однакову кількість разів менше (або більше) відповідних розмірів іншого насоса (натурного). Математично ці умови можна записати у вигляді постійності лінійного коефіцієнта подібності (масштабу моделювання):

$$M_{\text{лін}} = \frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} = \frac{b_{\text{натури}}}{b_{\text{моделі}}} = \dots = \text{const.} \quad (5.1)$$

Звідси постійність співвідношення будь-яких розмірів у моделі і натури буде такою:

$$\frac{D_{\text{моделі}}}{D_{\text{натури}}} = \frac{b_{\text{моделі}}}{b_{\text{натури}}} = \dots = \text{const.} \quad (5.2)$$

При суворому дотриманні геометричної подібності необхідно також дотримуватись подібності всіх виступів шорсткості та зазорів. Однак ця вимога може бути виконана далеко не завжди. Наприклад, при масштабі моделювання 20 виступи шорсткості висотою 1 мм реального насоса на моделі повинні мати висоту 0,05 мм. Досить точно відтворити форму виступів при цьому неможливо.

Кінематична подібність вимагає, щоб співвідношення швидкостей усіх частинок рідини моделі й натурального насоса були рівними, а траєкторії їхнього руху були геометрично подібними. Математично ці умови можна записати у вигляді постійності ряду співвідношень:

$$\frac{V_{\text{натури}}}{V_{\text{моделі}}} = \frac{W_{\text{натури}}}{W_{\text{моделі}}} = \frac{u_{\text{натури}}}{u_{\text{моделі}}} = \dots = \text{const.} \quad (5.3)$$

Необхідно, також, дотримуватись постійності співвідношення швидкості протікання рідини щодо швидкості руху деталей насоса.

При дотриманні геометричної подібності можна отримати ще одну умову кінематичної подібності:

$$\frac{Q_{\text{моделі}}}{n_{\text{моделі}} D_{\text{моделі}}^3} = \frac{Q_{\text{натури}}}{n_{\text{натури}} D_{\text{натури}}^3} = \text{const.} \quad (5.4)$$

Ця умова має важливе значення під час моделювання насосів.

Динамічна подібність, окрім геометричної та кінематичної, вимагає ще і пропорційності усіх сил, які діють у відповідних точках потоку (сили тиску, ваги, інерції, в'язкості). У загальному виді динамічна подібність обумовлюється рівністю чисел Ейлера $\left(Eu = \frac{P}{\rho V^2}\right)$, Фруда $\left(Fr = \frac{V^2}{gL}\right)$, Рейнольдса $\left(Re = \frac{VL}{\nu}\right)$,

Струхаля $\left(St = \frac{Vt}{L}\right)$ для моделі і для натурального потоку.

Під час розв'язання задач гідромеханіки часто користуються не усіма критеріями одночасно, а тільки окремими із них. Вибір цих критеріїв залежить від характеру сил, що переважають у потоці, який моделюється. Так числом Ейлера користуються під час моделювання сил тиску, числом Рейнольдса – сил в'язкості, числом Фруда – сили ваги, а числом Струхаля – сил інерції.

Під час моделювання насосів важливе значення має критерій Ейлера. Стосовно цього випадку критерій подібності Ейлера може набути такого вигляду:

$$Eu = \frac{P}{\rho V^2} = \frac{gH}{V^2}. \quad (5.5)$$

Але швидкість V пропорційна відношенню Q / D^2 , тоді

$$Eu = \frac{gHD^4}{Q^2}, \quad (5.6)$$

а умову подібності можна записати так:

$$\frac{Q_{\text{натури}}}{D_{\text{натури}}^2 \sqrt{H_{\text{натури}}}} = \frac{Q_{\text{моделі}}}{D_{\text{моделі}}^2 \sqrt{H_{\text{моделі}}}}. \quad (5.7)$$

Це рівняння встановлює залежність між головними енергетичними параметрами (подача і напір) модельного і натурального насосів.

Для перерахування результатів, які отримано на моделі, у параметри натурального насоса користуються формулами перерахунку.

Припустимо, що геометрично й кінематично подібні один до одного робочі колеса одностипних насосів діаметрами $D_{\text{моделі}}$ і $D_{\text{натури}}$ обертаються з частотами $n_{\text{моделі}}$ і $n_{\text{натури}}$, створюючи при цьому напори $H_{\text{моделі}}$ і $H_{\text{натури}}$ та подачі $Q_{\text{моделі}}$ і $Q_{\text{натури}}$.

За умови радіального входу в робоче колесо із головного рівняння відцентрового насоса маємо

$$H_{\text{моделі}} = K_{\text{моделі}} \eta_{\text{гідр.моделі}} \frac{u_{2\text{моделі}} V_{2\text{моделі}} \cos \alpha_{2\text{моделі}}}{g}, \quad (5.8)$$

$$H_{\text{натури}} = K_{\text{натури}} \eta_{\text{гідр.натури}} \frac{u_{2\text{натури}} V_{2\text{натури}} \cos \alpha_{2\text{натури}}}{g}. \quad (5.9)$$

Тоді

$$\frac{H_{\text{натури}}}{H_{\text{моделі}}} = \frac{K_{\text{натури}}}{K_{\text{моделі}}} \cdot \frac{u_{2\text{натури}}}{u_{2\text{моделі}}} \cdot \frac{V_{2\text{натури}}}{V_{2\text{моделі}}} \cdot \frac{\cos \alpha_{2\text{натури}}}{\cos \alpha_{2\text{моделі}}} \cdot \frac{\eta_{\text{гідр.натури}}}{\eta_{\text{гідр.моделі}}}. \quad (5.10)$$

Із умови геометричної подібності випливає, що $K_{\text{натури}} = K_{\text{моделі}}$. Із кінематичної подібності – $\alpha_{2\text{натури}} = \alpha_{2\text{моделі}}$. Маючи на увазі, що швидкість u_2 пропорційна добутку nD_2 , отримуємо

$$\frac{H_{\text{натури}}}{H_{\text{моделі}}} = \frac{(n_{\text{натури}} D_{2\text{натури}})^2}{(n_{\text{моделі}} D_{2\text{моделі}})^2} \cdot \frac{\eta_{\text{гідр.натури}}}{\eta_{\text{гідр.моделі}}}. \quad (5.11)$$

Відношення подач двох насосів буде дорівнювати

$$\frac{Q_{\text{натури}}}{Q_{\text{моделі}}} = \frac{\psi_{2\text{натури}}}{\psi_{2\text{моделі}}} \frac{\eta_{\text{об.натури}}}{\eta_{\text{об.моделі}}} \frac{(\pi D_2 b_2 V_2 \sin \alpha_2)_{\text{натури}}}{(\pi D_2 b_2 V_2 \sin \alpha_2)_{\text{моделі}}}. \quad (5.12)$$

При геометрично і кінематично подібних колесах маємо $\psi_{2\text{натури}} = \psi_{2\text{моделі}}$;

$$\alpha_{2\text{натури}} = \alpha_{2\text{моделі}}; \quad \frac{b_{2\text{натури}}}{b_{2\text{моделі}}} = \frac{D_{2\text{натури}}}{D_{2\text{моделі}}}, \quad \frac{V_{2\text{натури}}}{V_{2\text{моделі}}} = \frac{n_{\text{натури}} D_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}} D_{\text{моделі}}}.$$

З врахуванням цих залежностей

$$\frac{Q_{\text{натури}}}{Q_{\text{моделі}}} = \frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \frac{D_{\text{натури}}^3}{D_{\text{моделі}}^3} \frac{\eta_{\text{об.натури}}}{\eta_{\text{об.моделі}}}. \quad (5.13)$$

Потужність насоса змінюється пропорційно добутку $Qn\eta$, або

$$\frac{N_{\text{натури}}}{N_{\text{моделі}}} = \left(\frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \right)^3 \left(\frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^5 \frac{\eta_{\text{об.натури}} \eta_{\text{гідр.натури}} \eta_{\text{мех.натури}}}{\eta_{\text{об.моделі}} \eta_{\text{гідр.моделі}} \eta_{\text{мех.моделі}}}. \quad (5.14)$$

Формули співвідношень подач, напорів та потужностей насосів, які отримано на підставі подібності лопасних насосів, називають **формулами перерахунку**. Вони дають можливість розрахувати головні параметри насоса, який проектується, якщо відомі параметри насоса геометрично і кінематично йому подібного.

Крім того, формули перерахунку дають можливість визначити параметри насоса при різних частотах обертання, випробувавши насос при одній частоті.

Для приблизних розрахунків величини коефіцієнтів корисної дії модельного і натурального насосів можна прийняти рівними. Одночасно формули перерахунку значно спрощуються:

$$\begin{aligned} \frac{N_{\text{натури}}}{N_{\text{моделі}}} &= \left(\frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \right)^2 \left(\frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^2 \\ \frac{Q_{\text{натури}}}{Q_{\text{моделі}}} &= \frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \left(\frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^3 \\ \frac{N_{\text{натури}}}{N_{\text{моделі}}} &= \left(\frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \right)^3 \left(\frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^5 \end{aligned} \quad (5.15)$$

5.2. Коефіцієнт швидкохідності насоса

Для порівняння лопасних насосів різного типу користуються поняттям коефіцієнта швидкохідності, об'єднуючи насоси в групи за принципом їхньої геометричної і кінематичної подібності.

Коефіцієнтом швидкохідності насоса n_s називається кількість обертів другого насоса, який за всіма деталями геометрично подібний тому, що розглядається, але таких розмірів, що, працюючи в тому ж режимі, створює напір 1 метр водяного стовпа при подачі 75 л/с.

Числове значення n_s можна визначити із формул перерахунку:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{n} &= \left(\frac{n_s}{n} \right)^2 \left(\frac{D_s}{D} \right)^2 \\ \frac{0,075}{Q} &= \frac{n_s}{n} \left(\frac{D_s}{D} \right)^3 \end{aligned} \right\} n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}. \quad (5.16)$$

Для насосів із двобічним входом рідини в робоче колесо в цю формулу слід підставляти значення, що відповідає половині подачі насоса. Для багатоступеневих насосів в цю формулу підставляють значення напору, який створює одне колесо.

Під час визначення n_s в формулу підставляють значення подачі в м³/с і напору в м. вод. ст., які відповідають оптимальному режимові роботи насоса (тобто роботі із найбільшим коефіцієнтом корисної дії).

Коефіцієнт швидкохідності насоса – це важливий параметр, який широко використовується під час визначення типу насоса. Універсальність цього параметру в тому, що він одночасно враховує три найважливіші параметри

насоса: подачу, напір і частоту обертання.

Величина n_s в певній мірі визначає і форму робочого колеса лопасного насоса (див. рис. 5.1).

Приклад 1. Визначити коефіцієнт швидкохідності одноступеневого насоса з однобічним підводом рідини до робочого колеса, якщо відомо, що при швидкості обертання 1450 об./хв. і роботі в оптимальному режимові він розвиває подачу 200 м³/годину при напорі 20 м. вод. ст.

Розв'язання задачі. Підставляючи в формулу (5.16) значення подачі насоса в м³/с і напору в м. вод. ст., отримуємо

$$n_s = 3,65 \frac{1450 \sqrt{200/3600}}{\sqrt[4]{20^3}} \cong 132.$$

Приклад 2. Визначити коефіцієнт швидкохідності семиступеневого секційного насоса з однобічним підводом рідини до робочих колес, якщо відомо, що при швидкості обертання 3000 об./хв. і роботі в оптимальному режимові він розвиває подачу 60 м³/годину при напорі 198 м. вод. ст.

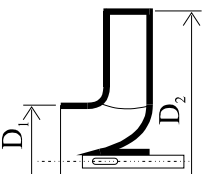
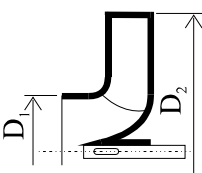
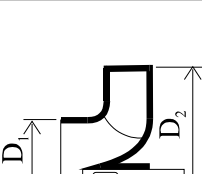
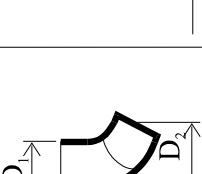
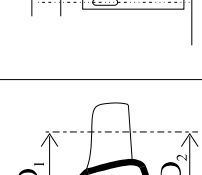
насос	n_s	ескіз робочо-го колеса	D_2/D_1	форма лопатки
відцентровий	тихохідний 50 - 80		2,5 - 3	Циліндрична
	нормальний 80 - 150		2,0	Просторова на вході і циліндрична на виході
	швидкохідний 150 - 350		1,4 - 1,8	Просторова
напівосьовий (діагональний)	350 - 500		1,1 - 1,2	Просторова
осьовий	500-1500		1,0	Просторова

Рис. 5.1 – Вплив величини коефіцієнта швидкохідності на форму лопаток відцентрових насосів

Розв'язання задачі. Підставляючи в формулу (5.16) значення подачі насоса в м³/с і напору, який розвиває одне робоче колесо (один ступінь) насоса в м. вод. ст., отримуємо

$$n_s = 3,65 \frac{3000 \sqrt{60/3600}}{\sqrt[4]{(198/7)^3}} \cong 115.$$

Приклад 3. Визначити коефіцієнт швидкохідності одноступеневого насоса з двобічним підводом рідини до робочого колеса, якщо відомо, що при швидкості обертання 730 об./хв. і роботі в оптимальному режимові він розвиває подачу 6300 м³/годину при напорі 80 м. вод. ст.

Розв'язання задачі. Підставляючи в формулу (5.16) значення половини подачі насоса в м³/с і напір в м. вод. ст., отримуємо

$$n_s = 3,65 \frac{730 \sqrt{6300/3600}}{\sqrt[4]{80^3}} \cong 93.$$

5.3. Вплив частоти обертання робочого колеса на характеристики відцентрового насоса

В умовах виробництва часто виникає потреба у визначенні характеристик насосів при частотах обертання, які відрізняються від номінальної (в технічному паспорті насоса наводяться характеристики для номінальної частоти обертання). Для розрахунків у таких випадках користуються формулами перерахунку. У цьому випадку $D = \text{const}$ і формули перерахунку набувають такого вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{Q}{Q_1} &= \frac{n}{n_1}; \\ \frac{H}{H_1} &= \left(\frac{n}{n_1} \right)^2; \\ \frac{N}{N_1} &= \left(\frac{n}{n_1} \right)^3. \end{aligned} \quad (5.17)$$

Ці залежності називають **законом пропорційності**.

Вакуумметричну висоту усмоктування можна розрахувати за формулою:

$$(H_{\text{вак}}^{\text{дон}})_{n_1} = 10 - [10 - (H_{\text{вак}}^{\text{дон}})_n] \cdot \left(\frac{n_1}{n} \right)^2. \quad (5.18)$$

Закон пропорційності за однією характеристикою ($Q - H$) дозволяє побудувати ряд характеристик для різних частот обертання. Для цього із рівнянь пропорційності вилучають частоту обертання

$$H_1 = \frac{H_a}{Q_a^2} Q_1^2 = K Q_1^2. \quad (5.19)$$

Маємо рівняння параболи з вершиною у початку координат, яка проходить через точку a з координатами Q_a, H_a (див. рис. 5.2) Задавшись різними величинами частот обертання, за формулами пропорційності вираховують координати точок $Q_{a1} - H_{a1}; Q_{a2} - H_{a2}; \dots; Q_{ai} - H_{ai}$, куди переміститься точка a при частотах обертання $n_1; n_2; \dots; n_i$. Усі ці точки лежать на параболі, яка

проходить через точку a і має вершину у початку координат. Ця парабола $(0; a_i; a_2; a_1; a)$ називається **параболою подібних режимів**.

Перерахунок будь-якої іншої точки характеристики $Q - H$ (наприклад точки b або c) на частоти обертання $n_1; n_2; \dots; n_i$ дасть точки $b_1; b_2; \dots; b_i$ і $c_1; c_2; \dots; c_i$, які розмістяться на параболах, що проходять відповідно через точки b і c .

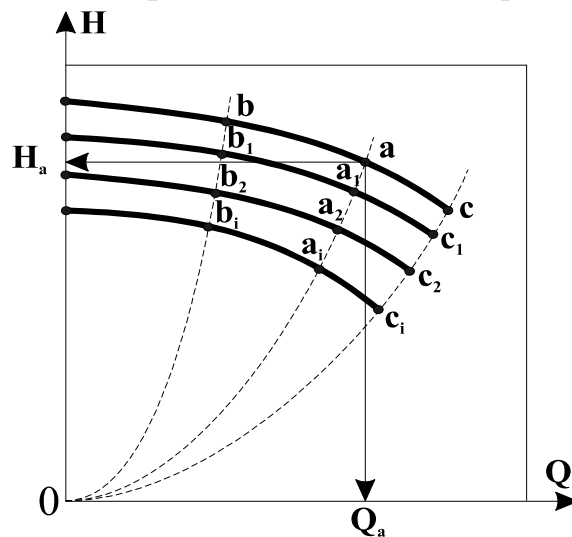


Рис. 5.2 – Вплив частоти обертання робочого колеса на основні характеристики насоса

Проводячи через точки a_1, b_1, c_1 плавну криву, отримаємо характеристику $Q_1 - H_1$ насоса при частоті обертання n_1 . Таким же чином отримують характеристики $Q_i - H_i$ для будь-якої частоти обертання.

Теоретично параболи подібних режимів повинні бути і лініями постійних к. к. д. Але в дійсності це не так. Найбільшого значення коефіцієнт корисної дії насоса досягає при номінальній (розрахунковій) частоті обертання. При будь-якій іншій частоті він зменшується. Це викликано тим, що вплив гідравлічних і механічних втрат різний при різних частотах обертання.

Якщо у координатах $Q - H$ побудувати ряд характеристик насоса при різних частотах обертання $Q_1 - H_1; Q_2 - H_2; \dots; Q_i - H_i$, а потім на цих характеристиках позначити точки з рівними к. к. д. і з'єднати їх плавними кривими, то отримаємо **універсальну характеристику** (рис. 5.3). Ця характеристика дозволяє найбільш повно дослідити роботу насоса при перемінних частотах обертання.

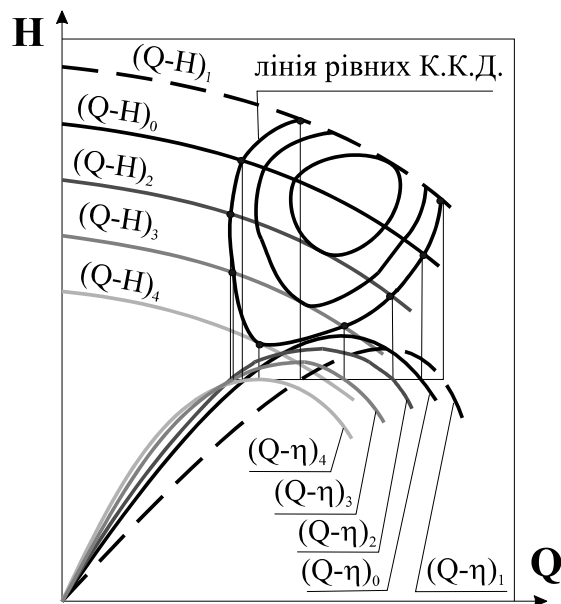


Рис. 5.3 – Побудова універсальних кривих для відцентровго насоса

Слід зазначити, що робота насоса з підвищеною щодо номінальної частотою обертання дозволяється тільки при узгодженні з заводом–виробником.

Приклади розрахунків. Під час проектування і експлуатації насосних станцій зустрічаються два типи задач. У першому випадку за паспортними характеристиками необхідно побудувати характеристики насоса для частоти обертання, яка відрізняється від номінальної (паспортної). У другому випадку необхідно визначити, при якій частоті обертання характеристика $Q-H$ насоса пройде через розрахункову точку. Розглянемо обидва випадки.

Приклад 1. За паспортними характеристиками для швидкості обертання 730 об./хв. (див. рис. 5.4) необхідно побудувати відповідні характеристики для швидкості обертання 650 об./хв.

Розв'язання задачі.

а) Побудова характеристики $(Q-H)$. На паспортній характеристиці $Q-H$ задаємося рядом довільних точок 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 з координатами $(Q_1 = 6800 \text{ м}^3/\text{год.}; H_1 = 76 \text{ м. вод. ст.}); (Q_2; H_2)$.

За формулами закону пропорційності вираховуємо відповідні координати цих точок при швидкості обертання 650 об./хв.:

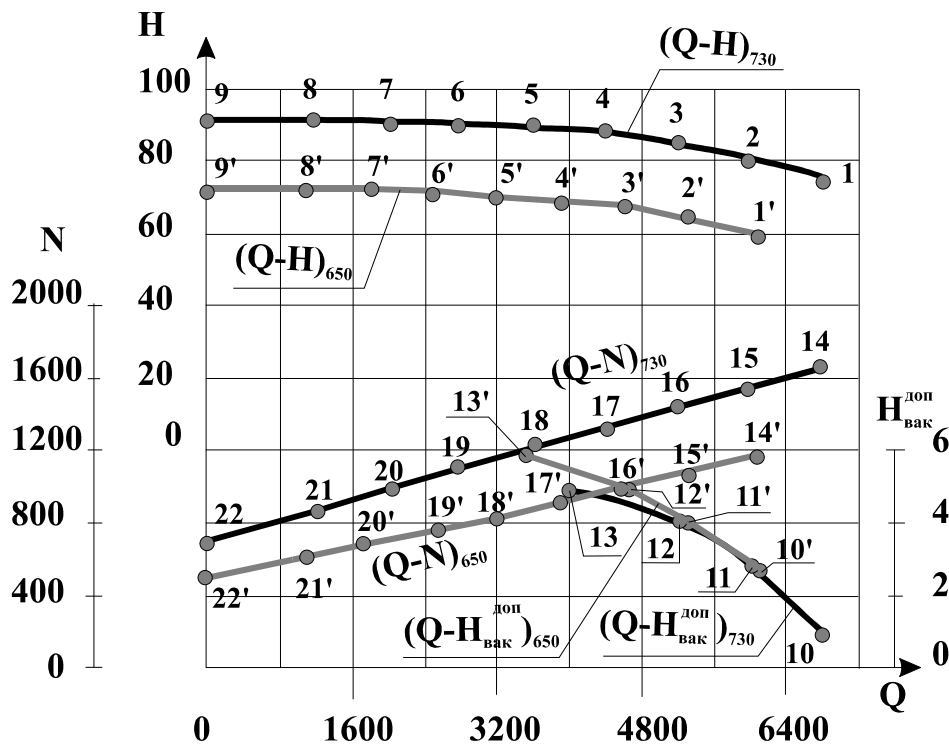


Рис. 5.4 – Схема розв'язання задачі до прикладу 1

$$\frac{6800}{Q_1^1} = \frac{730}{650};$$

$$Q_1^1 = \frac{6800 \cdot 650}{730} \cong 6055 \text{ м}^3/\text{год.};$$

$$\frac{76}{H_1^1} = \frac{730^2}{650^2}; \quad H_1^1 = \frac{76 \cdot 650^2}{730^2} \cong 60,3 \text{ м. вод. ст.}$$

Розрахунки зведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Розрахунок основної характеристики насоса

№№ точок		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Координати точок	Q	6800	6000	5200	4400	3600	2800	2000	1200	0
При n = 730 об./хв.	H	76	80,5	84	87	89	90,5	91	91,5	91,5
Координати точок	Q'	6055	5342	4630	3918	3205	2493	1781	1068	0
При n = 650 об./хв.	H'	60,3	63,8	66,6	69	70,6	71,8	72,1	72,5	72,5

Отримані координати наносимо на графік точки 1', 2', ... , 9' і з'єднуємо їх плавною кривою. Ця крива (Q-H)₆₅₀ і буде характеристикою (Q-H) насоса при швидкості обертання 650 об./хв.

б) Побудова характеристики $Q-H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$: На паспортній характеристиці $Q-H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ задаємо довільні точки 10, 11, 12, 13 з координатами $Q_{10} = 6800 \text{ м}^3/\text{год.}$ – $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})_{10} = 1 \text{ м. вод. ст.}$; $Q_{11} - H_{\text{вак}}^{\text{доп}}_{11}$; За формулою (5.18) вираховуємо відповідні значення $(H_{\text{вак}}^{\text{доп}})'$ при швидкості обертання 650 об./хв. Розрахунки зведено в табл. 5.2.

За визначеними координатами наносимо точки 10', 11', 12', 13' і через них проводимо нову характеристику $(Q - H_{\text{вак}}^{\text{дон}})_{650}$. За рис. 5.5 характеристика $H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$ при швидкості обертання 650 об./хв. не знизилась. Тому при розрахунках характеристику $(Q - H_{\text{вак}}^{\text{дон}})$ найчастіше не перебудовують.

Таблиця 5.2. – Розрахунок до прикладу 1,б

№№ точок		10	11	12	13
Координати точок	Q	6800	6000	5200	4000
При n = 730 об./хв.	$H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$	1,0	2,5	4,0	4,8
Координати точок	Q'	6055	5342	4630	3562
При n = 650 об./хв.	$(H_{\text{вак}}^{\text{дон}})'$	2,86	4,05	5,24	5,87

в) Побудова характеристики Q–N: На паспортній характеристиці Q–N задаємо ряд довільних точок 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22 з координатами $Q_{14} = 6800 \text{ м}^3/\text{год.}$ – $N_{14} = 1650 \text{ кВт}$; $Q_{15} - N_{15}$; За формулами закону пропорційності вираховуємо відповідні значення Q' і N' для швидкості обертання 650 об./хв.:

$$\frac{1650}{N_{14}^1} = \frac{730^3}{650^3}; \quad N_{14}^1 = \frac{1650 \cdot 650^3}{730^3} \cong 1165 \text{ кВт.}$$

Розрахунки зведено в табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Розрахунок для прикладу 1,в

№№ точок		14	15	16	17	18	19	20	21	22
Координати точок при n = 730 об./хв.	Q	6800	6000	5200	4400	3600	2800	2000	1200	0
	N	1650	1540	1430	1320	1210	1100	990	880	710
Координати точок при n = 650 об./хв.	Q'	6055	5342	4630	3918	3205	2493	1781	1068	0
	N'	1165	1087	1010	932	854	777	699	621	501

За отриманими координатами наносимо точки 14', 15', ..., 22' і через них проводимо нову характеристику $(Q - N)_{650}$ для швидкості обертання 650 об./хв.

Приклад 2. В процесі проектування насосної станції встановлено, що для роботи в системі потрібен насос з подачею $5600 \text{ м}^3/\text{год.}$ при напорі 68 м. вод. ст. Насоса з такими характеристиками промисловість не виробляє. Тому до установки проектується найближчий більш потужний насос. Його характеристики при частоті обертання 730 об./хв. зображено на рис. 5.5. Щоб уникнути непродуктивних витрат енергії, вирішено зменшити швидкість обертання насоса. Необхідно визначити, при якій частоті обертання характеристика Q – N насоса пройде через розрахункову точку А з координатами $Q_A = 5600 \text{ м}^3/\text{год.}$; $N_A = 68 \text{ м. вод. ст.}$

Розв'язання задачі. Щоб скористатися формулами закону пропорційності, спочатку треба знайти ту єдину точку на паспортній характеристиці (Q – N), котра при зниженні частоти обертання переміститься в розрахункову точку А.

Найпростіше цю точку можна знайти графічним способом. Для цього побудуємо параболу подібних режимів, яка буде проходити через точку А. Підставивши в формулу (5.19) координати точки А, отримаємо рівняння цієї параболи:

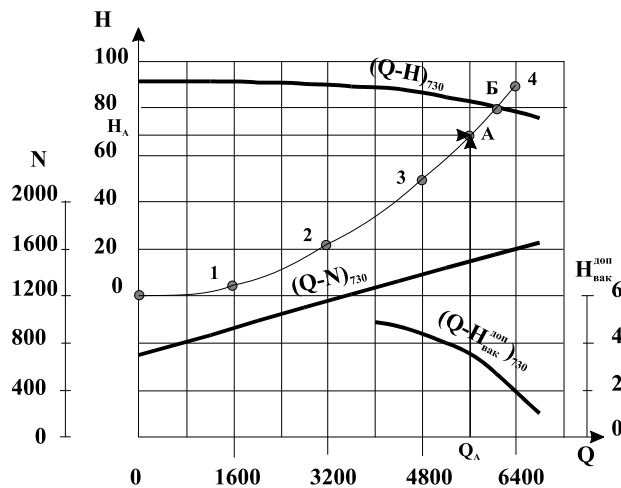


Рис. 5.5 – Схема робочої характеристики для прикладу 2

$$H = \frac{68}{5600^2} Q^2 = 0,00000216863 \cdot Q^2.$$

Задаючись довільними значеннями Q , розраховуємо за цим рівнянням координати ряду точок, через які проводимо параболу:

$$\begin{aligned} Q_0 &= 0; H_0 = 0, \\ Q_1 &= 1600; H_1 = 5,55, \\ Q_2 &= 3200; H_2 = 22,2, \\ Q_3 &= 4800; H_3 = 50, \\ Q_A &= 5600; H_A = 68, \\ Q_4 &= 6400; H_4 = 88,8. \end{aligned}$$

Перехрещення цієї параболі з паспортною характеристикою $Q-H$ насоса дає точку Б з координатами $Q_B = 6075 \text{ м}^3/\text{год.}$; $H_B = 80 \text{ м. вод. ст.}$ Оскільки точка Б знаходиться на одній параболі подібних режимів з точкою А, саме вона переміститься в точку А при одній із швидкостей обертання. Знаходимо цю швидкість, підставляючи в формули пропорційності координати точок Б і А:

$$\begin{aligned} \frac{6075}{5600} &= \frac{730}{n_A}; & n_A &= \frac{5600 \cdot 730}{6075} = 672,9 \text{ об./хв.}, \\ \frac{80}{68} &= \frac{730^2}{n_A^2}; & n_A &= 730 \sqrt{\frac{68}{80}} = 673,0 \text{ об./хв.} \end{aligned}$$

Близькі значення отриманих величин n_A свідчать, що координати точки Б знайдено досить точно (графічний спосіб завжди приблизний). Після знаходження розрахункової швидкості обертання слід перерахувати характеристики насоса, як це було зроблено у попередньому прикладі.

5.4. Обточування робочого колеса відцентрового насоса

Для розширення поля роботи насоса в практиці проектування і експлуатації часто використовують обточування робочого колеса насоса, тобто зменшують зовнішній діаметр колеса D_2 .

Подачу $Q_{\text{обт}}$ і напір $H_{\text{обт}}$ насоса із робочим колесом, яке обточене до діаметра $D_{\text{обт}}$, можна визначити за рівняннями закону подібності, якщо відомі подача Q і напір H насоса з номінальним (необточеним) колесом діаметром D .

Із закону подібності при $n = const$ і $b_2 = const$ маємо таке рівняння:

$$\frac{H_{обт}}{H} = \left(\frac{D_{обт}}{D}\right)^2 \text{ і } \frac{Q_{обт}}{Q} = \left(\frac{D_{обт}}{D}\right)^2. \quad (5.20)$$

Але практика показала, що для відцентрових насосів з коефіцієнтом швидкохідності $n_s < 150$ кращі результати дають формули:

$$\begin{aligned} \frac{Q_{обт}}{Q} &= \frac{D_{обт}}{D} \\ \frac{H_{обт}}{H} &= \left(\frac{D_{обт}}{D}\right)^2 \\ \frac{N_{обт}}{N} &= \left(\frac{D_{обт}}{D}\right)^3 \end{aligned} \quad (5.21)$$

Це пояснюється тим, що під час обточування змінюється не тільки зовнішній діаметр робочого колеса, але і робочий кут лопатки β_2 .

Під час розрахунків обточування за останніми формулами режимні точки переміщуються квадратичними параболою з вершинами у початку координат, а характеристики $Q - H$ насоса із обточеним колесом будуються аналогічно до характеристик з іншою частотою обертання.

Коефіцієнт корисної дії відцентрового насоса під час обточування робочого колеса можна розрахувати за формулою Муді:

$$\eta_{обт} = 1 - (1 - \eta) \left(\frac{D}{D_{обт}}\right)^{0,25}. \quad (5.22)$$

Приблизно можна вважати, що під час обточування робочого колеса в межах допустимої величини, к. к. д. насоса зменшується на 1 % на кожні 10 % обточки при $n_s < 200$, і на 1 % на кожні 4 % обточки при $n_s = 200 - 300$.

В залежності від коефіцієнта швидкохідності найбільша обточка робочого колеса не повинна перевищувати таких значень:

При $n_s < 120$	$\frac{D - D_{обт}}{D} 100 \leq 15 \div 20 \text{ \%};$
При $120 < n_s < 200$	$\frac{D - D_{обт}}{D} 100 \leq 11 \div 15 \text{ \%};$
При $200 < n_s < 300$	$\frac{D - D_{обт}}{D} 100 \leq 7 \div 11 \text{ \%}.$

Обточування робочих колес діагональних (напівосьових) та осьових насосів не рекомендується.

При необхідності обточування робочого колеса доводиться розв'язувати таку задачу: в технічному паспорті насоса (або у каталозі) є характеристика $Q - H$ насоса для номінального робочого колеса діаметром D . Режимна точка A ($Q_a - H_a$) не співпадає з цією характеристикою і лежить нижче за неї (рис. 5.6). Необхідно визначити діаметр $D_{обт}$, до якого слід обточити робоче колесо, щоб характеристика $Q_{обт} - H_{обт}$ пройшла через точку A .

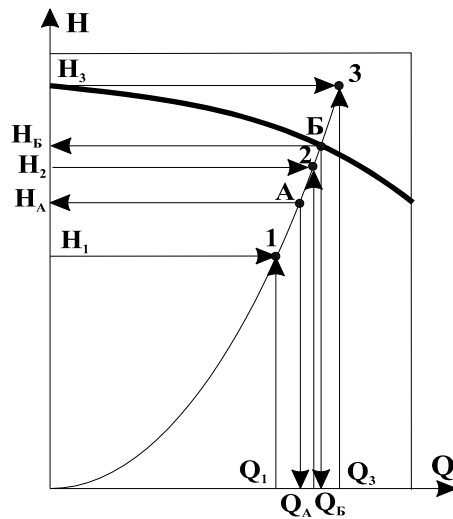


Рис. 5.6 – Побудова характеристики насоса під час обточування робочого колеса

Для розв'язання цієї задачі за допомогою формул перерахунку будують параболу подібних режимів, яка проходить через точку А (див. приклад 2 із попереднього параграфа). Рівняння цієї параболі має вигляд: $H = \frac{H_a}{Q_a^2} Q^2$.

Задавшись різними значеннями витрат Q_1 , Q_2 , Q_3 , розраховують відповідні значення напорів H_1 , H_2 , H_3 і будують параболу подібних режимів 1, А, 2, 3. Перехрещення цієї параболі з кривою $Q - H$ дає точку Б, яка після обточування переміститься у точку А. Після цього визначають діаметр обточеного колеса, прийнявши

$$Q_{обт} = Q_a: D_{обт} = D \frac{Q_{обт}}{Q_B}.$$

Окрім того, перевіряють величину $D_{обт}$ за формулою:

$$D_{обт} = D \sqrt{\frac{H_{обт}}{H_B}}.$$

Вираховують процент обточування $(D - D_{обт}) 100 / D$ і порівнюють його із допустимим для цього типу насосів. За величиною процента обточування, або за формулою (5.22), визначають величину зниження коефіцієнта корисної дії насоса.

Для побудови характеристики $Q_{обт} - H_{обт}$ після того, як знайдено $D_{обт}$, на характеристиці $Q - H$ обирають кілька довільних точок і вираховують координати, у які ці точки перемістяться після обточування (див. приклад 1 із попереднього параграфа). Потім через отримані точки проводять плавну криву, яка і буде характеристикою $Q_{обт} - H_{обт}$ насоса із робочим колесом, обточеним до величини $D_{обт}$.

5.5. Сумісна робота насосів і трубопровідної мережі

Під час проектування, а також під час аналізу роботи діючих насосних станцій виникає потреба у визначенні робочих режимів насосів.

Робочою точкою насоса, яка характеризує його режим під час роботи на напірний трубопровід, називається точка перехрещення характеристики $Q - H$ насоса із характеристикою трубопровода.

Задачу знаходження робочої точки насоса легше розв'язати графічно, шляхом нанесення на єдине поле координат характеристик насоса і трубопроводу. Характеристика насоса при цьому береться із технічного паспорта або із каталога насосів.

Для побудови графічної характеристики трубопроводу користуються формулою:

$$H_{\text{труб}} = H_{\text{стат}} + S_{\text{прив}} Q_{\text{труб}}^2, \quad (5.23)$$

де: $S_{\text{прив}}$ – приведений коефіцієнт опору трубопроводу, який враховує втрати напору у водоводах, комунікаціях насосної станції і у водопровідній мережі;

$H_{\text{стат}} = (H_{\text{геом}} + H_{\text{вільн}})$ – статична висота підйому, яка складається із геометричної висоти підйому та вільного напору в кінці трубопроводу.

Приймаючи різні значення $Q_{\text{труб}}$, вираховують відповідні значення $H_{\text{труб}}$ і отримані результати наносять у вигляді точок на графік, на який уже нанесено характеристику $Q - H$ насоса. Через отримані точки проводять плавну криву, яка і буде характеристикою трубопроводу. Вона має вигляд параболи з вершиною у точці $Q = 0$; $H = H_{\text{стат}}$ (див. рис. 5.7).

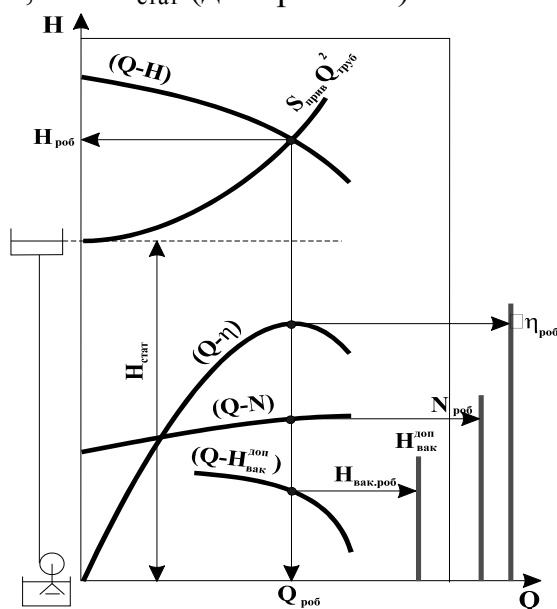


Рис. 5.7 – Схема знаходження робочої точки системи «насос – трубопровід»

Точка перехрещення характеристик насоса і трубопроводу є робочою точкою системи. Вона визначає усі параметри роботи насоса ($Q_{\text{роб}}$, $H_{\text{роб}}$, $N_{\text{роб}}$, $\eta_{\text{роб}}$, $H_{\text{вак.роб}}$) на цей трубопровід. Більшої витрати за цим трубопроводом насос подати не зможе.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Що таке подібність насосів? Чого вона вимагає?
2. Дайте визначення коефіцієнта швидкохідності та поясніть його значення.
3. Як зміна частоти обертання робочого колеса відцентрового насоса впливає на його головні характеристики?
4. Як зміна діаметра робочого колеса відцентрового насоса впливає на його головні характеристики?
5. Як визначити робочу точку системи «насос – трубопровід»?

ТЕМА 6. МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ РОБОТИ НАСОСІВ

Регулюванням роботи насосів називають процес штучного змінення характеристики насоса або трубопроводу для забезпечення роботи насоса у потрібному режимі при збереженні матеріального і енергетичного балансу системи.

Роботу системи «насос-трубопровід» можна регулювати шляхом змінення характеристики трубопроводу або характеристики насоса.

Одним із найбільш поширених засобів регулювання роботи насосів є **регулювання напірною засувкою**. При частковому закритті засувки втрати напору у ній збільшуються. Внаслідок цього збільшуються і загальні втрати напору в трубопроводі (збільшується $S_{\text{прив}}$). До того ж характеристика трубопроводу стане більш крутою і перехрещення її з характеристикою насоса відбудеться за меншої витрати (див. рис. 6.1).

Регулювання роботи насосів напірною засувкою неекономне, тому що додатковий опір, роль якого виконує прикрита засувка, викликає додаткову втрату енергії, що знижує коефіцієнт корисної дії насосної установки. Із графіка (рис. 6.1) зрозуміло, що під час роботи з прикритою засувкою насос розвиває подачу Q_6 при напорі H_6 . Напір на початку водоводу за засувкою при витраті Q_6 складає $H_{6в}$. Втрата напору на засувці при подачі Q_6 складає $h_{\text{засувки}} = H_6 - H_{6в}$, а відповідна їй втрачена на засувці потужність буде

$$N_{\text{засувки}} = \frac{\rho g Q_6 h_{\text{засувки}}}{102 \eta_{\text{насоса}}}, \text{ кВт.} \quad (6.1)$$

Через неекономність і можливість регулювання тільки в сторону зменшення подачі регулювання напірною засувкою (інколи його називають **дросельним регулюванням**) можна застосовувати тільки до невеликих насосів і на короткий час. Під час дросельного регулювання слід застосовувати насоси із пологою характеристикою.

Окрім дроселювання регулювати подачу насоса можна **перепусканням частини рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний або впуском невеликої кількості повітря в усмоктувальний трубопровід**.

Перепусканням рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний часто регулюють роботу осьових насосів, у яких характеристика потужності знижується зі збільшенням подачі. Таке регулювання також знижує к. к. д. насосної установки.

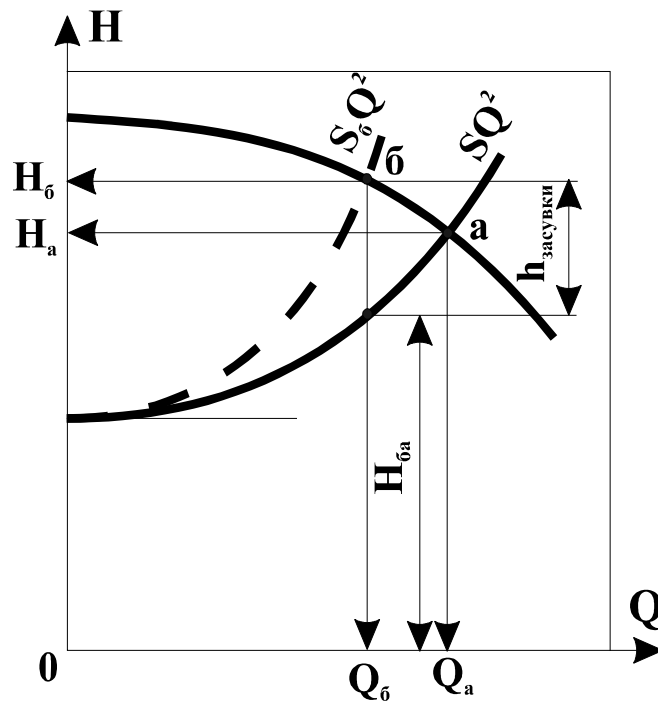


Рис. 6.1 – Схема методу дросельного регулювання роботи насоса

Регулювання впуском повітря в системах водопостачання майже не використовується.

Найбільш економним є регулювання режиму роботи насоса за рахунок **змінення частоти обертання** робочого колеса. Цього можна досягнути зміненням частоти обертання двигуна, який крутить робоче колесо, або установкою спеціальних муфт чи редукторів, які при постійній швидкості обертання двигуна дозволяють змінювати швидкість обертання робочого колеса насоса.

Частоту обертання електродвигуна найпростіше змінювати у електродвигунах постійного струму. Але в системах водопостачання та каналізації такі двигуни майже не використовуються.

Частоту обертання асинхронного електродвигуна змінного струму з фазовим ротором можна змінювати введенням додаткового опору в електричний ланцюг ротора. Недоліком такого регулювання є неекономність і ускладнення конструкції електродвигуна через необхідність влаштування додаткових кілець і щіток.

Останнім часом наша промисловість стала виробляти електродвигуни змінного струму з переключенням обмотки статора на різну кількість пар полюсів. Двигуни цього типу виробляються двох- і трьохшвидкісними.

Найпростіше змінювати швидкість обертання електродвигуна перемінного струму зміною частоти струму. Поширення цього засобу регулювання довго стримувалося низьким коефіцієнтом корисної дії перетворювачів частоти струму. Але з появою досить потужних тиристорних перетворювачів частоти струму з високим к. к. д., таке регулювання все більше поширюється.

Регулювати швидкість обертання ротора асинхронного електродвигуна можна також за допомогою його каскадного підключення.

Регулювати швидкість обертання робочого колеса насоса при постійній частоті обертання електродвигуна можна за допомогою *гідромуфти*, або *електромагнітної муфти ковзання (ЕМК)*.

Робочими елементами гідромуфти є колесо відцентрового насоса і колесо турбіни, які розміщені в одному корпусі (див. рис. 6.2). Колесо відцентрового насоса насаджено на ведучий вал (вал електродвигуна), а колесо турбіни закріплено на відному валу (вал насоса). Корпус гідромуфти заповнюється робочою рідиною (найчастіше це машинне масло). Під час обертання валу електродвигуна з ним обертається і насосне колесо гідромуфти. Воно викидає робочу рідину на турбінне колесо гідромуфти. Під дією цієї рідини турбінне колесо також починає обертатися і, таким чином, обертає робоче колесо насоса.

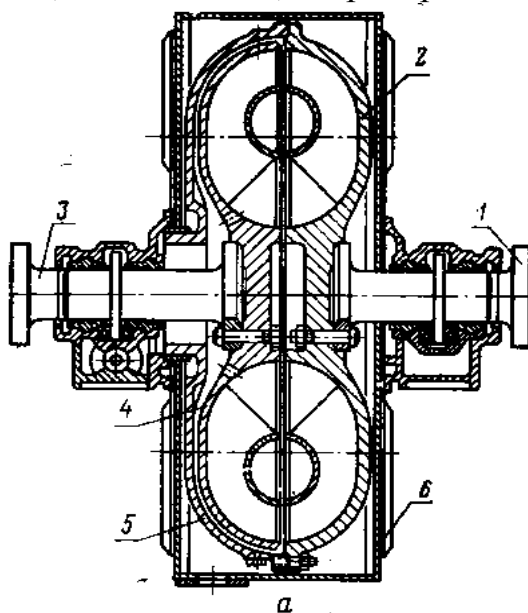


Рис. 6.2 – Схема будови гідромуфти.

1 – ведучий вал; 2 – насосне колесо гідромуфти; 3 – відний вал; 4 – турбінне колесо гідромуфти; 5 – рухомий кожух; 6 – корпус гідромуфти

В системах водопо-стачання і каналізації знаходять застосування гідродинамічні муфти змінного заповнення типу ГМР. Регулювання швидкості обертання відного валу в цих муфтах проводять за допомогою зміни величини наповнення маслом робочого простору колес гідромуфти.

Перевагою гідромуфт є плавне, автоматичне і швидке регулювання частоти обертання відного валу, а також захист електродвигуна від надмірного перенавантаження.

До недоліків гідромуфт належить зниження їх к. к. д. при збільшенні глибини регулювання, а також їхню конструктивну складність і великі габарити (гідромуфти складніші за насоси і мають майже такі розміри, як і основні насоси).

Електромагнітна муфта ковзання (рис. 6.3) складається із двох частин, які обертаються, – індуктора і якоря. Якір з'єднується із ведучим валом (валом електродвигуна), а індуктор – із відним валом (валом насоса). Якір і індуктор максимально наближені один до одного, але обов'язково мають повітряний

зазор. Якір обертається разом з електродвигуном і створює при цьому магнітне поле, яке також обертається. За відсутності електроструму в обмотці індуктора крутильний момент від електродвигуна не передається на вал насоса.

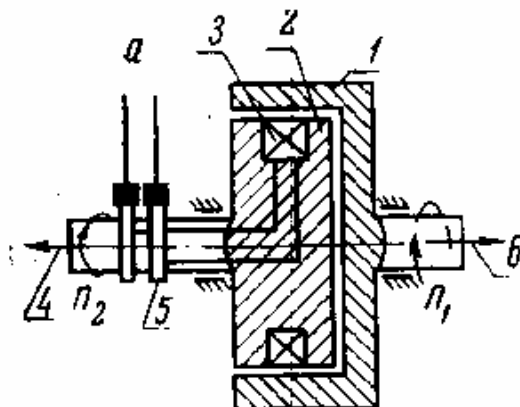


Рис. 6.3 – Схема будови ЕМК

1 – якорь; 2 – індуктор; 3 – обмотка збудження; 4 – відний вал;
5 – контактні кільця; 6 – ведучий вал

Якщо через обмотку індуктора пропускати електричний струм, то під дією магнітного поля, яке створене якорем, індуктор також почне обертатися (під впливом сили, яка діє на провідник із струмом у магнітному полі). Частота обертання індуктора (передаткове число муфти) залежить від сили струму збудження (сили струму в обмотці індуктора).

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Який процес називають регулюванням роботи насоса? Назвіть основні методи регулювання роботи насосних установок.
2. Поясніть принцип регулювання роботи насосної установки шляхом дроселювання та перепускання частини рідини з напірного трубопроводу у всмоктувальний.
3. У чому полягає метод зміни характеристик насосу за допомогою зміни частоти обертання робочого колеса? Якими засобами його можна відтворити?

ТЕМА 7. СПІЛЬНА РОБОТА НАСОСІВ ТА ТРУБОПРОВОДІВ

7.1. Вплив коливання рівня води в усмоктувальному резервуарі на режим роботи насоса

Якщо насос підібрано таким чином, що оптимальним режимом для нього є режим при низькому рівні води у джерелі, то може статися, що в разі підвищення рівня води насос (електродвигун) буде перенавантаженим.

За низького рівня води насос розвиває подачу Q_1 при напорі H_1 , споживаючи потужність N_1 (див. рис. 7.1). У разі підвищення рівня води подача насоса зросте до Q_2 , напір зменшиться до H_2 , а потужність збільшиться до N_2 . Приріст потужності складає $\Delta N = N_2 - N_1$. Якщо електродвигун або електрообладнання насосної станції не розраховані на цю додаткову потужність, то може виникнути перенавантаження. Щоб цього не трапилося, слід регулювати

подачу рідини насосом.

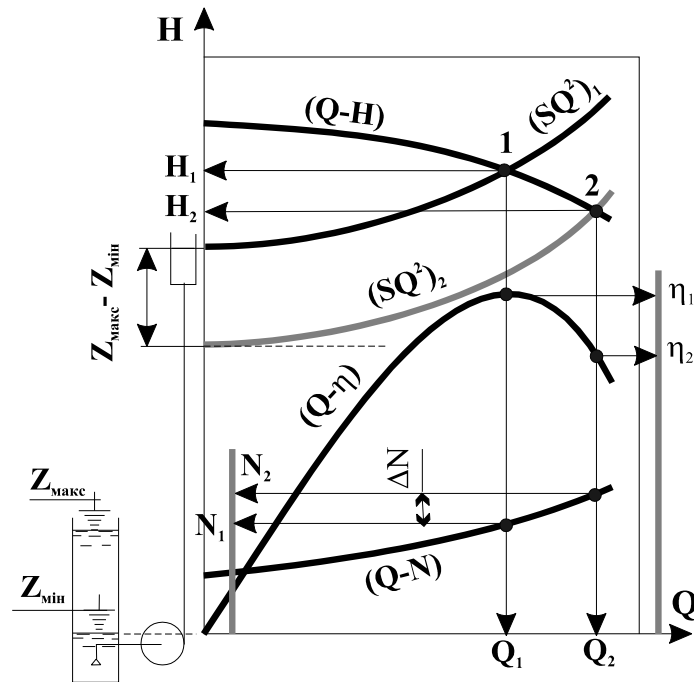


Рис. 7.1 – Схема впливу рівня води у резервуарі на характеристики насоса

За значних коливань рівня води в джерелі доцільно застосовувати насоси із крутими характеристиками $Q - H$ і з пологими характеристиками $Q - N$.

7.2. Паралельна робота насосів

Паралельною роботою насосів називається одночасна подача рідини кількома насосами в один напірний трубопровід. Паралельну роботу насосів використовують у тих випадках, коли неможливо забезпечити потрібну витрату рідини подачею одного насоса. Окрім того, якщо подача насосної станції повинна змінюватися протягом доби або сезонів (як, наприклад, у насосних станцій другого підйому), то можна регулювати подачу води такою станцією, змінюючи кількість одночасно працюючих насосів.

Під час застосування паралельної роботи відцентрових насосів їх слід підбирати з урахуванням характеристик трубопроводів і самих насосів.

Відцентрові насоси можуть працювати паралельно тільки за умови, що їхні напори будуть однаковими. Якщо напір одного із насосів буде більшим, ніж у інших, то цей насос буде притискати зворотні клапани інших насосів, і вони будуть працювати ніби із закритою засувкою (якщо кожен із насосів обладнано зворотнім клапаном). Якщо ж зворотніх клапанів на кожному насосі немає, то рідина від високонапірного насоса буде частково перетікати у зворотному напрямку через низьконапірні насоси. Тому для паралельної роботи намагаються обирати однотипні насоси, або, у крайньому випадку, насоси, напори яких не дуже відрізняються один від одного. Окрім того, для паралельної роботи краще обирати насоси із стабільними (без проміжних максимумів) характеристиками.

Найчастіше під час проектування зустрічаються такі варіанти паралельної

роботи насосів:

- в системі працює кілька насосів з однаковими характеристиками;
- в системі працює кілька насосів з різними характеристиками;
- паралельно працюють насоси з лабільними характеристиками;
- в усіх попередніх випадках насоси можуть бути підключені до спільного напірного трубопроводу на невеликій відстані один від одного (наприклад, в одній насосній станції).

До того ж втрати напору від кожного насоса до спільного трубопроводу можна вважати однаковими для всіх насосів;

• насоси можуть також знаходитися на значній відстані один від одного. Одночасно необхідно враховувати різні втрати напору від кожного із насосів до точки підключення у спільний напірний трубопровід. Така схема часто зустрічається під час паралельної роботи кількох насосних станцій.

Розрахунки режимів роботи насосів за усіма цими схемами можна робити аналітично або графічно. При аналітичному методі усі характеристики насосів і трубопроводів записуються у вигляді рівнянь. Потім системи цих рівнянь розв'язують. Найчастіше це роблять за допомогою комп'ютерних програм, які спеціально для цього розробляють.

У практиці проектування насосних станцій більше поширений графічний метод розрахунку.

7.2.1. Паралельна робота різнотипних насосів

Робота насосів з різними характеристиками є більш загальним випадком у порівнянні із роботою однотипних насосів. Тому розглянемо його більш детально.

Припустимо, що нам необхідно розрахувати режим паралельної роботи двох різних насосів на один водовод.

Як вихідні дані маємо характеристики кожного із насосів $(Q - H)_1$; $(Q - H)_2$; $(Q - \eta)_1$; $(Q - \eta)_2$; $(Q - N)_1$; $(Q - N)_2$ і характеристику трубопровода SQ^2 .

Необхідно визначити, яку подачу і напір будуть створювати два цих насоси, працюючи паралельно на цей трубопровід. Крім того, слід визначити, в якому режимі буде працювати кожен із насосів, тобто визначити Q , H , η , N кожного із насосів при паралельній роботі.

Для розв'язання задачі в першу чергу потрібно побудувати сумарну характеристику $(Q - H)_{1+2}$ двох насосів, які працюють паралельно. Як уже зазначалося, паралельна робота двох насосів можлива тільки в тому випадку, коли вони створюють однакові напори. Тому насос № 2 зможе подавати воду у спільний напірний трубопровід тільки після того, як напір насоса № 1 знизиться до величини $(H_2)_0$.

Із рис. 7.2, напір, що створює насос № 1, зменшується із збільшенням подачі. Випадку, коли напір насоса № 1 дорівнює величині $(H_2)_0$ (напору, який створює насос № 2 на закриту засувку), відповідає точка Б на характеристиці $(Q - H)_1$. Саме з цієї точки і необхідно починати побудову сумарної характеристики. Сумарна характеристика будується шляхом додавання значень подач, які створюються кожним із насосів за однакових напорів.

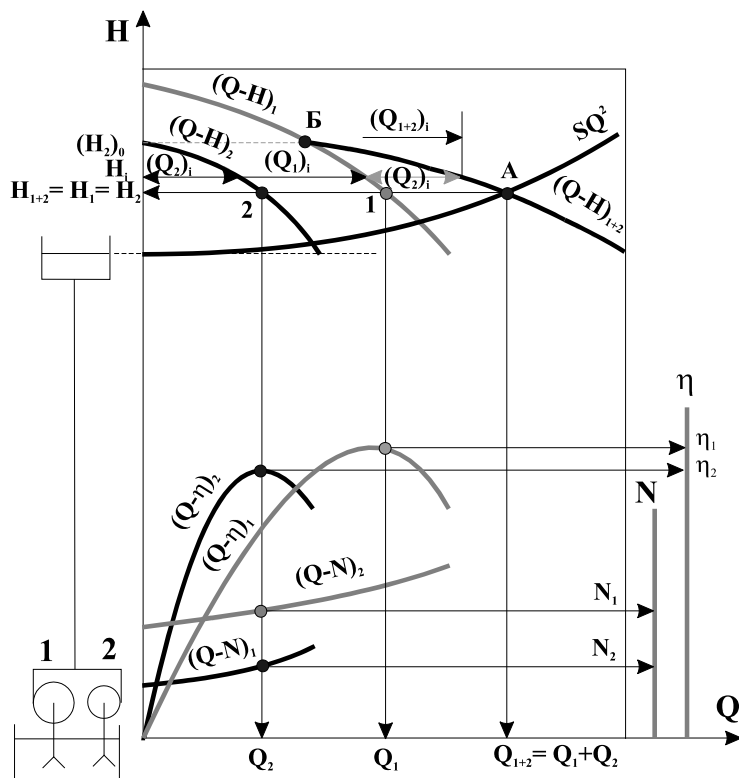


Рис. 7.2 – Схема паралельної роботи двох різнотипних насосів

Графічно це зображується так. При напорі H_1 проводиться пряма, паралельна осі абсцис (лінія рівних напорів). Визначається, яку подачу розвиває кожен із насосів при цьому напорі (точки перехрещення проведеної прямої з характеристиками $(Q - H)$ насосів). Ці дві подачі $(Q_1)_i$ і $(Q_2)_i$ додаються, і отримана сума означає величину спільної подачі двох насосів при цьому напорі $(Q_{1+2})_i$. Отриману точку з координатами $(Q_{1+2})_i$, H_1 наносять на графік. Таким чином отримують ряд точок при різних значеннях напору H_i . Через ці точки проводять плавну криву $(Q - H)_{1+2}$, яка і буде сумарною характеристикою двох насосів під час паралельної роботи. Перехрещення цієї кривої з характеристикою трубопроводу дає робочу точку системи (точка А). Опускаючи із точки А перпендикуляри на осі координат, визначаємо сумарну подачу Q_{1+2} і напір H_{1+2} двох насосів, які працюють паралельно на один трубопровід.

Для визначення режиму роботи кожного із насосів із точки А проводять лінію рівних напорів (пряму, яка паралельна осі абсцис). Перехрещення цієї лінії з характеристиками $(Q - H)$ насосів дає робочі точки кожного із насосів (точки 1 і 2), а ці точки, в свою чергу, визначають усі параметри роботи насосів. Опускаючи із точки 1 перпендикуляр на вісь абсцис, отримуємо подачу насоса № 1 Q_1 . Перехрещення цього перпендикуляра з кривими $(Q - \eta)_1$ і $(Q - N)_1$ дає значення коефіцієнта корисної дії η_1 і потужності N_1 насоса №1. Опустивши такий же перпендикуляр із точки 2, отримуємо величини Q_2 , η_2 і N_2 .

За рис.7.2, напори обох насосів однакові:

$$H_1 = H_2 = H_{1+2}.$$

Крім того

$$Q_{1+2} = Q_1 + Q_2.$$

7.2.2. Паралельна робота кількох однотипних насосів на два водоводи

Необхідно визначити режим роботи системи, яка складається із трьох однотипних насосів, що працюють на два паралельні водоводи. Відомо характеристики насосів. Якщо насоси однотипні, то характеристики усіх трьох насосів співпадають. Відомо характеристики кожного із водоводів $S_a Q^2$ і $S_b Q^2$. На рис. 7.3 зображено характеристики двох водоводів, які подають воду від насосної станції в спільний резервуар і мають різні коефіцієнти опору (наприклад, різні діаметри). Необхідно визначити режим роботи усієї системи в цілому, а також кожного із насосів і водоводів окремо. Крім того, потрібно проаналізувати різні варіанти роботи цієї системи (роботу одного, двох і трьох насосів на один і два водоводи).

Для аналізу різних варіантів роботи системи слід побудувати сумарні характеристики паралельної роботи двох і трьох насосів, а також, сумарну характеристику паралельної роботи двох водоводів.

Сумарні характеристики паралельної роботи 2-ох $(Q - H)_{1+2}$ і 3-ох $(Q - H)_{1+2+3}$ насосів будуюмо так, як і в попередньому параграфі. Подвоюючи та потроюючи абсиси характеристики $(Q - H)_{1,2,3}$ за рівних напорів отримуємо дві сумарні характеристики насосів.

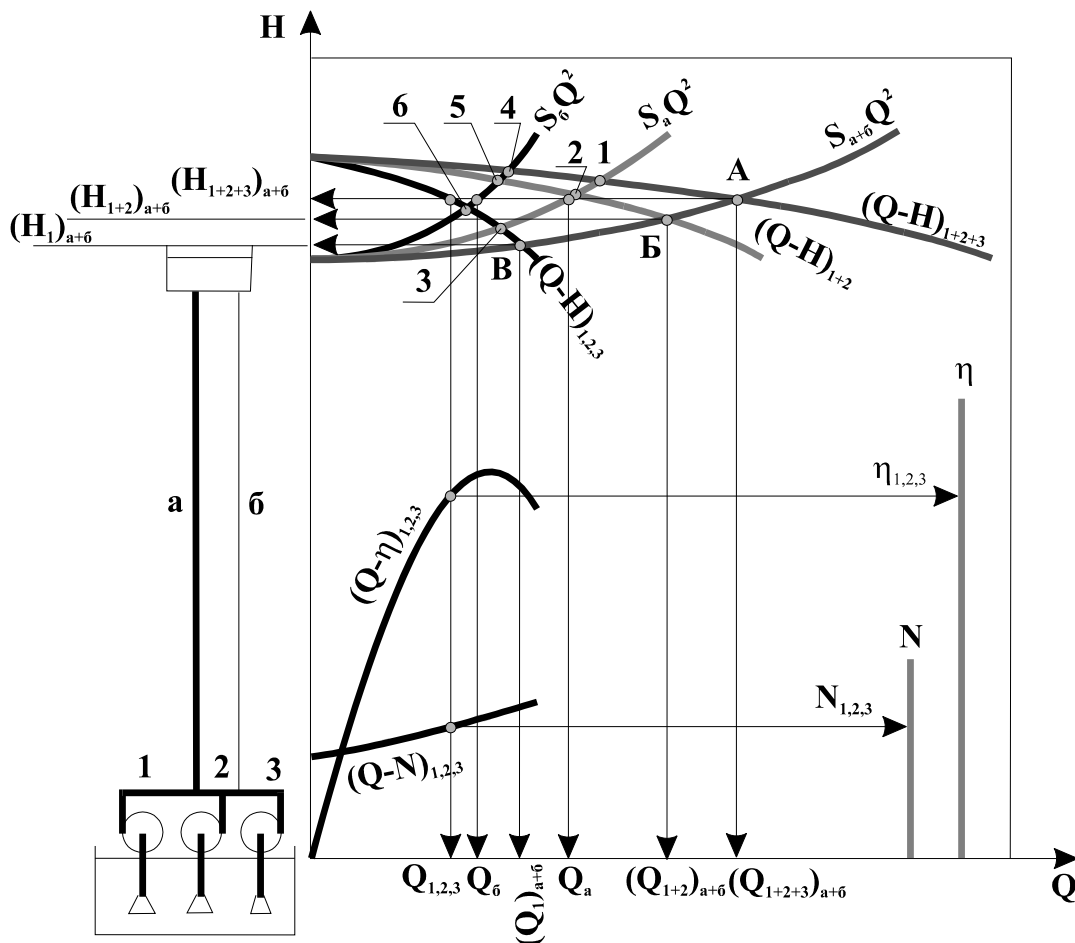


Рис. 7.3 – Схема роботи трьох однотипних насосів на два різні водоводи

Принцип побудови сумарної характеристики паралельної роботи двох водоводів той же, що і при побудові сумарної характеристики насосів. За рівних напорів сумуються витрати з кожного із водоводів. Фізична сутність цієї побудови така. Характеристика трубопровода показує, який напір потрібно створити на початку трубопровода, щоб у ньому підтримувалася необхідна витрата. За допомогою характеристики трубопроводу можна розв'язати і зворотну задачу. Якщо відомо напір на початку трубопровода, то за характеристикою цього трубопроводу можна визначити, яка витрата буде в трубопроводі при цьому напорі. Під час побудови сумарної характеристики використовується ця зворотна задача. Ми задаємося довільними значеннями напору на початку трубопроводів і визначаємо, яка витрата за цього напору буде на кожному із водоводів. За одночасної паралельної роботи водоводів сумарна витрата на двох водоводах за цього напору буде дорівнювати сумі витрат на кожному із водоводів. Задаючися різними величинами напорів, отримуємо ряд точок сумарної характеристики водоводів. Проводячи через ці точки плавну криву, отримуємо сумарну характеристику $S_{a+b}Q^2$ двох водоводів, які працюють паралельно.

Точка перехрещення сумарної характеристики водоводів і сумарної характеристики трьох насосів (точка А) є робочою точкою системи, вона визначає усі параметри роботи системи:

- $(Q_{1+2+3})_{a+b}$ – подача трьох насосів при роботі на два водоводи;
- $(H_{1+2+3})_{a+b}$ – створюваний при цьому напір;
- Q_a і Q_b – витрати відповідно на водоводі a і на водоводі b , $Q_a + Q_b = (Q_{1+2+3})_{a+b}$;
- $Q_{1,2,3}$ – подача кожного із насосів за їхньої паралельної роботи на два водоводи $Q_1 + Q_2 + Q_3 = (Q_{1+2+3})_{a+b}$;
- $N_{1,2,3}$ – потужність кожного із насосів;
- $\eta_{1,2,3}$ – коефіцієнт корисної дії кожного із насосів.

У випадку роботи двох насосів на два водоводи робочою точкою буде точка Б. Одночасно витрата в системі буде $(Q_{1+2})_{a+b}$, а напір – $(H_{1+2})_{a+b}$.

Під час роботи одного насоса на два водоводи робочою точкою буде точка В, а витрата і напір, відповідно $(Q_1)_{a+b}$ і $(H_1)_{a+b}$.

Якщо відключити водовод b і працювати трьома насосами тільки на водовод a , то робочою точкою буде точка 1. Під час роботи двох і одного насоса на водовод a робочими точками будуть, відповідно, точки 2 і 3.

Якщо відключити водовод a і працювати тільки на водовод b , то під час роботи трьох, двох і одного насоса робочими точками будуть, відповідно, точки 4, 5 і 6. Усі параметри роботи системи в цих випадках визначаються робочими точками і на рисунку не вказані, щоб не захаращувати креслення.

Якщо із роботи будуть виключатися тільки окремі ділянки водоводів, а не водоводи повністю (наприклад при наявності перемичок між водоводами), то сумарна характеристика водоводів у цих випадках буде займати проміжне положення між лініями $S_{a+b}Q^2$ і S_bQ^2 .

7.2.3. Нестійка робота насосів

Нестійка робота можлива в разі використання насосів із нестабільними (лабільними) характеристиками. Крива $Q - H$ таких насосів має максимум у зоні невеликих подач. Розглянемо можливість виникнення нестійкої роботи такого насоса на прикладі подачі води в систему з водонапірною колоною (рис. 7.4, а). Спочатку, при $H_{\text{геом}} < H_0$ насос працює стабільно (наприклад, в точці 1). Якщо водночас витрата рідини, яку відбирає споживач із системи менша, ніж подає насос ($Q_{\text{спожив}} < Q_{\text{нас}} = Q_1$), то рівень води в напірній колоні почне підвищуватися, а подача насоса зменшуватися. Підвищення рівня води триватиме доти, доки він не досягне рівня 2–2. Якщо і надалі буде зберігатися умова $Q_{\text{спожив}} < Q_{\text{нас}} = Q_2$, то рівень води повинен був би продовжувати рости. Але це неможливо, тому що в насосі неможливо створити більший напір. Рівновага порушується, і система насос – мережа переходить у, так званий, режим **помпажу**.

Напір, який створює насос, падає до значення напору холостого ходу H_0 . Насос уже не може стримувати стовп рідини висотою H_2 , і рідина починає рухатися у зворотному напрямі (якщо на напірному трубопроводі не змонтовано зворотний клапан).

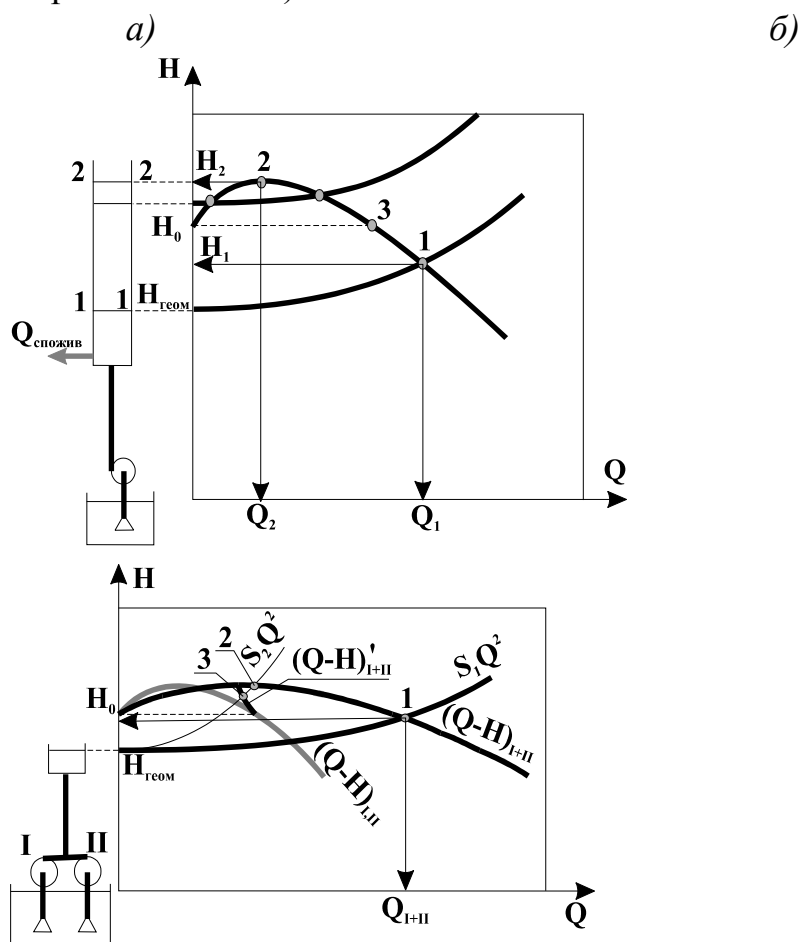


Рис. 7.4 – Нестійка робота насосів

а) – одного насоса; б) – двох насосів при паралельній роботі

За наявності зворотного клапана він закривається, і насос буде працювати

так, як при закритій засувці, не подаючи воду у систему. В обох випадках рівень води в напірній колоні почне знижуватися (відбір води споживачем із бака продовжується). Як тільки рівень знизиться до величини H_0 , насос знову почне подавати воду в систему. Одночасно його подача буде відповідати точці 3. Якщо режим роботи системи до цього часу не зміниться, то це явище повториться знову. Слід зазначити, що при рівнях води вищих за H_0 , характеристика трубо-проводу буде перетинати характеристику насоса в двох точках (тобто система матиме дві можливі робочі точки). Це також призводить до нестійкої роботи насоса під час переходу з однієї робочої точки до іншої.

Нестійкий режим роботи насоса в системі призводить до коливань подачі й напору і може супроводжуватися гідравлічними ударами в мережі. Головним засобом запобігання нестійкої роботи насоса є гарантоване виконання умови $H_{\text{геом}} < H_0$.

Нестійка робота може виникати і під час паралельної роботи кількох насосів з нестабільними характеристиками (рис. 7.4, б). До того ж сумарна характеристика паралельної роботи насосів розгалужується і в нестабільній зоні має кілька гілок $(Q - H)_{\text{I+II}}$ та $(Q - H)'_{\text{I+II}}$.

На відміну від випадку роботи одного насоса з нестабільною характеристикою, коливальні процеси (помпаж) під час паралельної роботи можуть виникати і при $H_{\text{геом}} < H_0$, якщо характеристика трубопроводу (мережі) перетинає кілька гілок сумарної характеристики насосів (наприклад, в точках 2 і 3).

Під час аналізу сумісної паралельної роботи насосів з нестабільними характеристиками слід враховувати можливі зміни характеристики системи внаслідок зміни режиму споживання або інших причин, наприклад, дроселювання окремих ділянок мережі. Із рис. 7.4, б зрозуміло, що за більш крутої характеристики трубопроводу $S_2 Q^2$ нестійка робота насосів може виникати і при постійній висоті підйому води. Під час проектування і експлуатації насосів з нестабільними характеристиками необхідно забезпечити їх стійку роботу в системі.

7.2.4. Паралельна робота насосів, які встановлені на різних насосних станціях

Зустрічаються випадки паралельної роботи насосів, які встановлені на різних насосних станціях, або паралельної роботи цілих насосних станцій.

Принципи побудови сумарних характеристик паралельної роботи насосних станцій ті ж самі, що були вже розглянуті. Додають лише деякі деталі. По-перше, якщо на насосній станції працює кілька насосів, то доцільно спочатку побудувати сумарну характеристику роботи усієї насосної станції, а потім оперувати вже цією характеристикою. По-друге, слід враховувати втрати напору в трубопроводах від кожної із насосних станцій до точки, де ці трубопроводи з'єднуються і починається спільний водовод.

Розглянемо випадок, коли з метою підвищення категорії надійності водоприймальних споруд вони розташовуються у двох різних створах річки. В

Необхідно проаналізувати режим роботи всієї системи. Задано: характеристики $(Q - H)_I$ і $(Q - H)_{II}$ кожної із насосних станцій; характеристику $O - E'$ трубопровода від насосної станції № 2 до насосної станції № 1 (до точки a) та характеристику $C - E$ спільного водовода від точки a .

Сумарну характеристику $(Q - H)_{I+II}$ отримуємо, складаючи абсциси кривих $(Q - H)_I$ і $(Q - H)_{IIa}$ за рівних напорів. Перехрещення сумарної характеристики із характеристикою трубопровода $C - E$ дає робочу точку системи (точка 3). Абсциса точки 3 дає найбільшу можливу подачу Q_{I+II} під час паралельної роботи насосних станцій на цей трубопровід. Проводячи із точки 3 лінію, паралельну осі абсцис, отримуємо точки 1 і 2, які дають подачі Q_I і Q_{II} кожної із насосних станцій ($Q_I + Q_{II} = Q_{I+II}$), а також напори цих станцій H_I і H_{II} .

62

низьким рівнем води ординати наведеної характеристики зменшують.

7.3. Послідовна робота насосів

Послідовною називають таку роботу насосів, коли один із них бере воду із резервуара і подає її в усмоктувальний патрубок другого, а останній подає воду в напірний трубопровід.

Під час проектування послідовної роботи насосів необхідно перевірити і узгодити із заводом – виробником, який тиск може витримувати другий (за рухом рідини) насос. Якщо сумарний тиск, який створюють два насоси, більший за дозовану величину, то цей насос використовувати в такій системі не можна.

Для побудови сумарної характеристики насосів, які працюють послідовно, необхідно додати ординати характеристик $Q - H$ цих насосів при однакових подачах. Тобто спільний напір, який створюють насоси під час послідовної роботи, дорівнює сумі напорів, які створюють окремі насоси. У випадку послідовної роботи двох однакових насосів ординати характеристики $Q - H$ подвоюються.

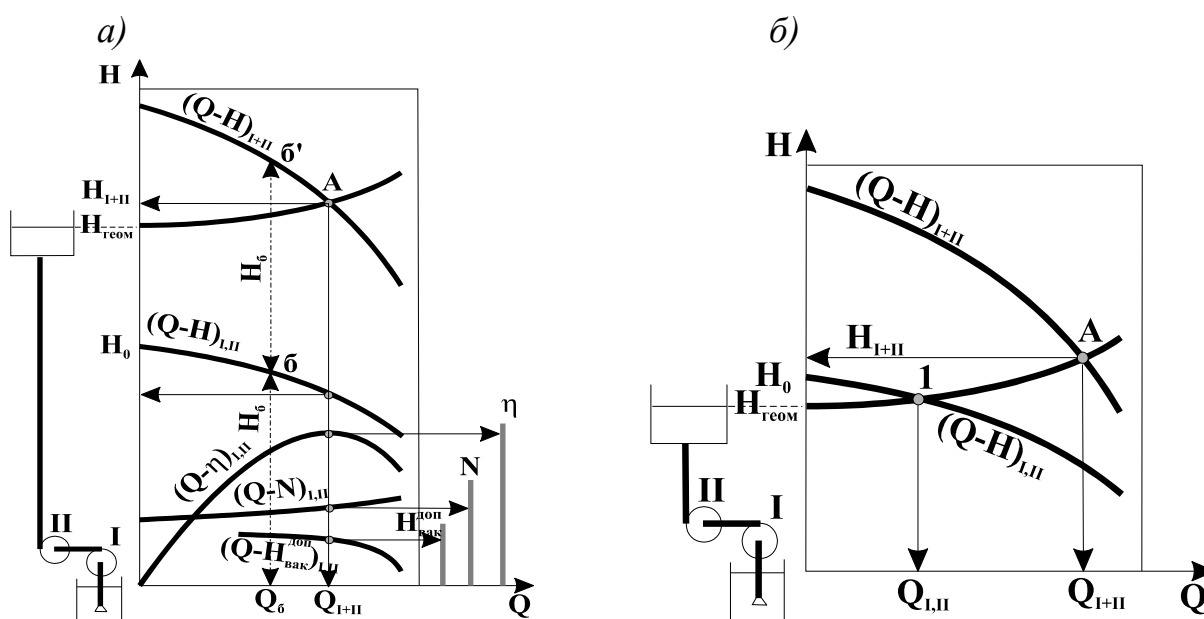


Рис. 7.6 – Послідовна робота насосів: а) – при $H_{геом} > H_0$; б) – при $H_{геом} < H_0$

На рис. 7.6, а зображена сумарна характеристика послідовної роботи двох однакових насосів для випадку, коли кожен із них окремо не може підняти воду на потрібну висоту ($H_{геом} > H_0$).

Характеристику сумісної роботи двох насосів $(Q - H)_{I+II}$ отримано подвоєнням ординат характеристики кожного із насосів (крива $(Q-H)_{I,II}$), наприклад, ординати H_6 в точці б при подачі Q_6 . Робоча точка системи (точка А) лежить на перехрещенні сумарної характеристики двох насосів з характеристикою трубопроводу.

Насоси вмикають послідовно і в тих випадках, коли один насос може подати воду в систему ($H_{геом} < H_0$), але не може забезпечити необхідну подачу. Побудова сумарної характеристики двох однакових насосів для такого випадку

зображена на рис. 7.6, б. За цим рисунком, послідовне включення насосів дозволяє збільшити не тільки напір, але і подачу води.

У випадку послідовної роботи двох різнотипних насосів (насосів з неоднаковими характеристиками) сумарна крива їх спільної роботи будується шляхом складання ординат характеристик кожного із насосів за однакових подач.

У практиці транспортування рідини на великі відстані при значних геометричних висотах підйому буває необхідно розміщувати насоси, які працюють послідовно, на значних відстанях один від одного (тобто влаштовувати станції підкачки).

Характеристику сумісної роботи у цьому випадку будують так, як зображено на рис. 7.7. За заданих характеристик насосів $(Q-H)_I$ та $(Q-H)_{II}$ спочатку будують характеристику насоса I, приведену до точки б (точки, де трубопровід від насоса I підключений до насоса II). Для цього від ординат кривої $(Q-H)_I$ віднімають втрати напору в трубопроводі на ділянці аб, користуючись характеристикою цього трубопроводу (крива $S_{ab}Q^2$). Таким чином отримують характеристику насоса I, приведену до точки б $(Q-H)_{Iб}$. Потім ординати цієї кривої додають до ординат характеристики насоса II і отримують сумарну характеристику сумісної роботи насосів I і II (крива $(Q-H)_{I+II}$).

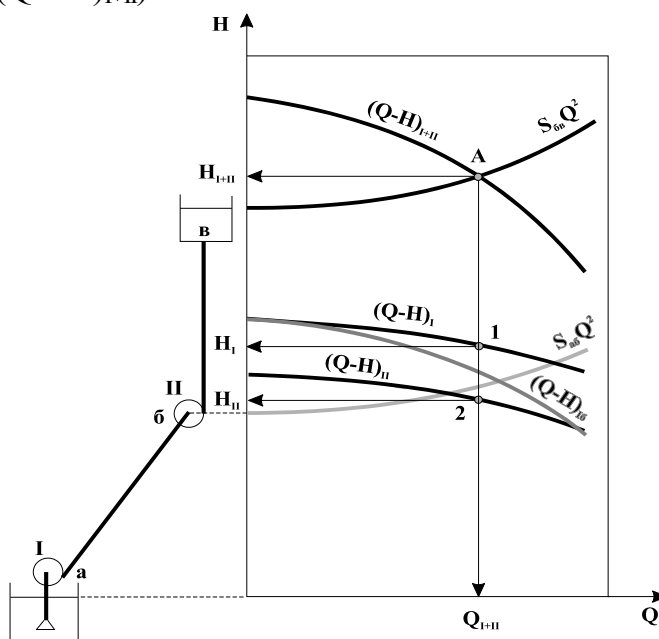


Рис. 7.7 – Послідовна робота двох насосних станцій

Побудувавши характеристику напірного трубопроводу від насоса II до резервуара (крива $S_{BV}Q^2$), знаходять робочу точку системи (точка А), яка визначить усі параметри роботи системи і окремих її елементів.

Якщо в точках I і II знаходяться не окремі насоси, а насосні станції з кількома насосами, то замість характеристик одиночних насосів наносять сумарні характеристики цих насосних станцій, побудувавши їх окремо. Далі діють так, як щойно було розглянуто.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Як коливання рівня води в усмоктувальному резервуарі впливає на

режим роботи насоса?

2. Дайте визначення паралельної роботи насосів. Які випадки такої роботи насосів зустрічаються в інженрній практиці?

3. Наведіть схему паралельної роботи кількох однотипних насосів на два водоводи, дайте пояснення до неї.

4. Наведіть схему нестійкої роботи насосів. У чому полягають основні причини, які викликають такий процес?

5. Наведіть схему паралельної роботи насосів, які встановлені на різних насосних станціях.

6. Дайте визначення послідовної роботи насосів. Охарактеризуйте можливі випадки послідовної роботи насосів та насосних станцій.

ТЕМА 8. КОНСТРУКЦІЇ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

Конструкцій відцентрових насосів дуже багато, і не всі вони застосовуються у системах водопостачання та каналізації. Тому розглянемо тільки декілька конструкцій, які знайшли найширше застосування у цій галузі.

Заводи – виробники і конструкторські установи ведуть постійну роботу з удосконалення конструкцій насосів, підвищення їхнього к. к. д., надійності, збільшення терміну експлуатації. Тому деякі вузли і деталі щойно випущених насосів можуть відрізнятися від попередніх. Під час проектування, експлуатації і ремонту насосних установок слід користуватися новітніми каталогами насосів, а краще – технічною документацією заводів – виробників.

8.1. Консольні відцентрові насоси загального призначення

Консольні одноступеневі насоси – це найбільш поширений тип відцентрових насосів для подач 5 – 350 м³/год. Консольні насоси застосовують для транспортування не тільки води, але і хімічно активних рідин, суспензій та емульсій.

Промисловість випускає консольні насоси на окремій опорі (тип К) і моноблочні, тобто закріплені на електродвигуні (тип КМ). Насоси на окремій опорі можна застосовувати для рідин з температурою до 105 °С. Вони можуть працювати як з розрідженням, так і з підпором у вхідному патрубку насоса (підпір не повинен перевищувати 0,2 Мпа). Насоси типу К випускаються у двох виконаннях: уніфікованої серії (рис. 8.1) і насоси так званого старого типу (рис. 8.2).

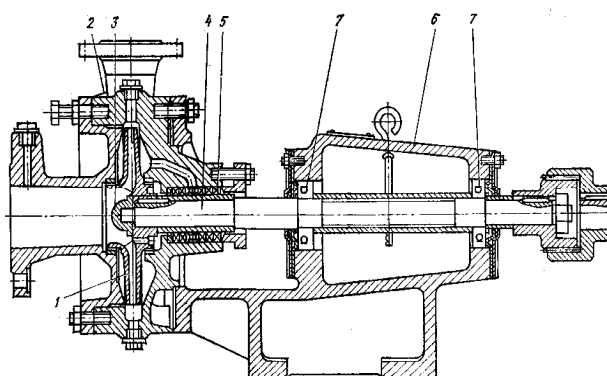
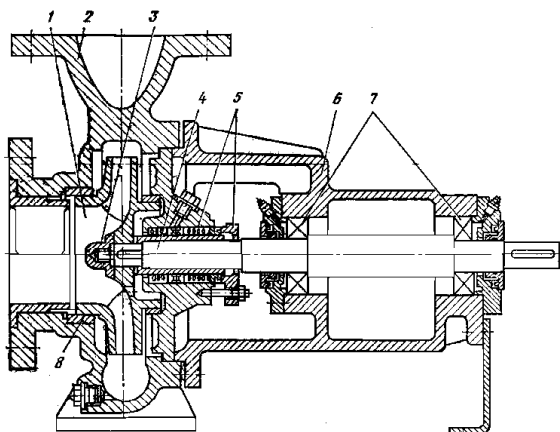


Рис. 8.1 – Конструкція насоса типу К уніфікованої серії:

*1 – робоче колесо; 2 – корпус; 3 – гайка;
4 – вал; 5 – сальник; 6 – опорний
кронштейн; 7 – підшипники;
8 – ущільнюоче кільце.*

Рис. 8.2 – Конструкція насоса К «старого типу»

*1 – робоче колесо; 2 – корпус; 3 – гайка;
4 – вал; 5 – сальник; 6 – опорний кронштейн;
7 – підшипники*

В насосах уніфікованої серії рідина підводиться горизонтально по осі насоса, відводиться вертикально вгору. Напірний патрубок виведено на вісь насоса. У насосів старого типу напірний патрубок виведено на край корпусу, і він може бути направленим не тільки вгору, але і горизонтально, і вниз.

Робоче колесо у насосів К – закритого типу і закріплене на валу за допомогою шпонки і гайки. Робочі колеса насосів потужністю до 10 кВт нерозвантажені, більше 10 кВт – розвантажені від осьових зусиль за допомогою спеціальних отворів у задньому диску робочого колеса і пояса на робочому колесі зі сторони вузла ущільнення.

У залежності від різновиду ущільнень валу насоси виробляють із сальниковим ущільненням і з торцевим ущільненням. Підшипники насосів типу К – шарикові, з масляним змащуванням.

Консольні насоси поставляються виробником, як правило, у виді агрегата, змонтованого на фундаментній плиті. Виняток становлять насоси з подачею більше 150 м³/год., які поставляються без фундаментної плити.

Насоси типу КМ виробляються також кількох модифікацій. На рис. 8.3 зображено насос КМ уніфікованої серії. Робоче колесо насоса насаджене на подовжений вал електродвигуна. Корпус насоса кріпиться до фланця електродвигуна.

Великі насоси мають опорну плиту (рис. 8.3), а дрібніші насоси потужністю до 10 кВт опорної плити не мають і кріпляться повністю на електродвигуні. Насоси типу КМ займають значно менше місця ніж насоси типу К. У цьому їх перевага.

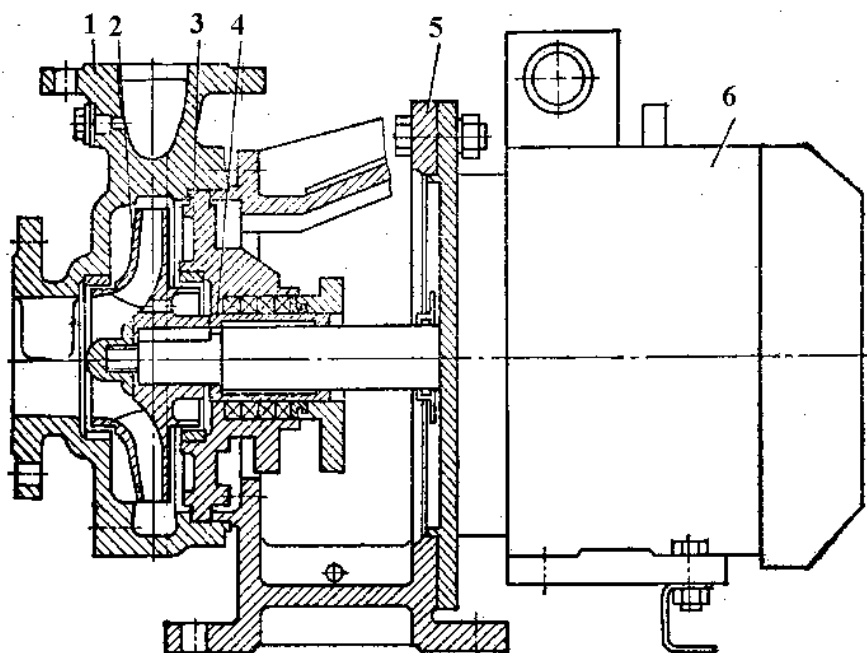


Рис. 8.3 – Моноблочний насос типу КМ:

*1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – кришка; 4 – втулка сальника;
5 – опорний фланець; 6 – електродвигун.*

Умовні позначення консольних насосів складаються із букв К або КМ (консольні або консольні моноблочні насоси), двох чисел (перше із них – це величина подачі насоса в м³/год., а друге – напір насоса в метрах; і подача, і напір відповідають найбільшому к. к. д. насоса). Якщо після напору стоїть маленька буква *а, б, в, г*, то це означає, що такий насос має обточене робоче колесо. Після напору можуть позначатися допоміжні позначення, які характеризують кліматичне виконання насоса та вимоги до місця його встановлення. Наприклад, марка насоса КМ 45/55 розшифровується так: консольний моноблочний насос має подачу 45 м³/год. при напорі 55 м вод. ст. Якби у насоса було обточено робоче колесо, то після числа 55 у марці насоса стояла б додаткова буква.

Раніше марка консольних насосів складалася із трьох елементів: числа, букв та ще одного числа (наприклад 3К–6). За такого маркування перше число дорівнює діаметру усмоктувального патрубку насоса, вираженому в дюймах (щоб знайти діаметр в міліметрах, це число потрібно помножити на 25). Буква К підтверджує, що насос консольний. Друге число дорівнює коефіцієнту швидкохідності насоса, зменшеному в 10 разів і округленому. Одним із різновидів моноблочних насосів є, так звані, безопорні насоси. Вони монтуються в трубопроводі на фланцях або на різьбових з'єднаннях, як трубопровідна арматура. На рис. 8.4 зображена одна із конструкцій безопорного насоса. Такі насоси виробляє, наприклад, німецька фірма «Грундфос Віло».

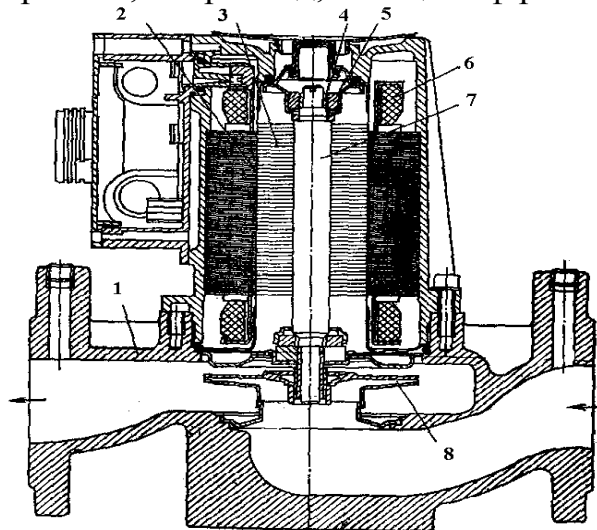


Рис. 8.4 – Безопорний насос фірми «Грундфос Віло»:

*1 – корпус; 2 – герметизуючий екран; 3 – ротор; 4 – втулка валу;
5 – підшипник; 6 – статор; 7 – вал; 8 – робоче колесо.*

За рис. 8.4ми можемо зробити висновок, що зображено моноблочний насос, корпус якого виконано так, що осі усмоктувального і напірного патрубків співпадають. Діаметри патрубків також однакові. Насоси з умовним проходом до 32 мм виробляють із різьбовими з'єднаннями (на накидних гайках). В нашій країні безопорні насоси застосовуються для систем водяного опалення.

8.2. Горизонтальні насоси двобічного входу

Насоси цього типу широко застосовуються в системах водопостачання і теплопостачання. Вони одноступеневі і мають робочі колеса з двобічним входом: одна половина робочого колеса є дзеркальним відображенням другої. Конструкція цих насосів подана на рис. 8.5.

Корпус 1, кришка корпусу 2 і робоче колесо 4 виготовлені із чавуну. Корпус розбирається в горизонтальній площині за віссю насоса. В нижній частині корпусу розміщені усмоктувальний та напірний патрубки, які направлені в протилежні сторони перпендикулярно осі насоса. Робоче колесо закріплене на сталевому валу 5 захисними втулками 3 і гайками. Для ущільнення і захисту корпусу, кришки і колеса від зношування на вході в робоче колесо встановлені захисні ущільнюючі кільця 6. В місцях проходження вала через корпус насоса з обох сторін робочого колеса вбудовано сальники з бавовняною набивкою 9, яка промочена масляно – графітною сумішшю. Кожен сальник має гідравлічне ущільнення, яке досягається підводом води до сальника через трубку 7. Вал з робочим колесом обертається в шарикових підшипниках 8, які розміщено на виносних опорах. Ці опори відлиті як одне ціле з корпусом насоса. Підшипники радіальні, з масляним змащуванням.

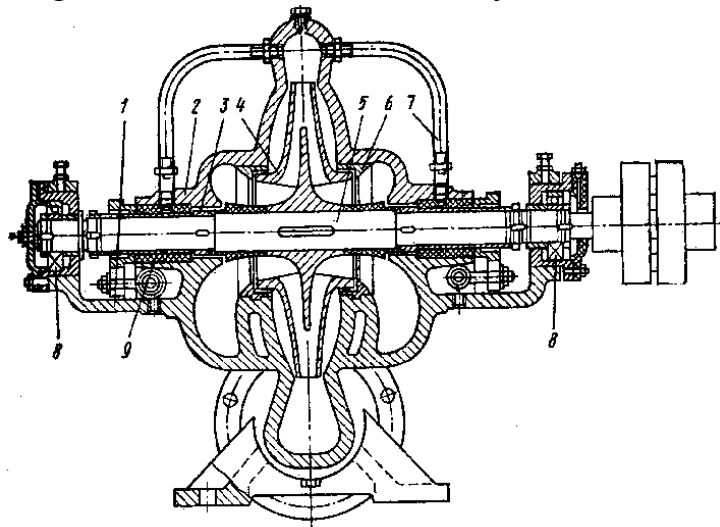


Рис. 8.5 – Насос типу Д з двобічним підводом води до робочого колеса.

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – захисна втулка; 4 – робоче колесо; 5 – вал; 6 – ущільнююче кільце; 7 – трубка для підведення води до сальника; 8 – підшипник; 9 – сальник

Осьові зусилля, в основному урівноважуються двобічним входом рідини на робоче колесо. Невеликі залишкові зусилля сприймаються опорними шариковими підшипниками.

Вал насоса обертається проти годинникової стрілки, якщо визначати з боку двигуна. До того ж усмоктувальний патрубок знаходиться зліва. За спеціальним замовленням насоси можуть виготовлятися і з протилежним напрямком обертання.

Промисловість випускає одноступеневі відцентрові насоси двобічного входу типу Д з подачами 200 – 12500 м³/год. і напорами 12 – 130 м вод. ст.

Переваги насосів марки Д насосів марки К такі: двобічний підвід рідини до робочого колеса добре урівноважує осьові зусилля колеса, покращує к. к. д. насоса. Конструкція насосів Д дозволяє розбирати їх для ремонту, не роз'єднуючи з усмоктувальним та напірним трубопроводами.

Структура позначення марки насосів типу Д аналогічна позначенням насосів типу К. Наприклад, марка насоса Д 6300/80 – УЗ розшифровується так: насос двобічного підводу рідини до робочого колеса з подачею 6300 м³/год і напором 80 м, призначений для експлуатації в помірному кліматі і для установки в приміщенні (в Україні діє Держстандарт колишнього СРСР, і тому в позначенні марки стоїть буква У, яка відповідає російському слову «умеренный»). Якщо після числа, яке означає напір насоса, стоїть буква а або б, то це означає, що у цього насоса робоче колесо обточене. Якщо після напору стоїть буква о, то це означає, що частота обертання робочого колеса відрізняється від номінальної.

Для систем теплопостачання застосовують насоси двобічного входу типу СЭ. За конструкцією вони близькі до насосів типу Д, але відрізняються тим, що можуть подавати воду з температурою до 180 °С. Для охолодження підшипників і сальників передбачено водяні камери, через які циркулює охолоджувальна вода. Ці насоси мають відносно високий напір (70 – 160 м). Марка насосів типу СЭ, крім подачі і напору, містить ще і максимальний тиск на вході. Наприклад, марка насоса СЭ 1250-70-11 розшифровується так: насос для мереж енергетики (в російській мові «сетевой электроприводной») з подачею 1250 м³/год. при напорі 70 м вод. ст. Максимально допустимий тиск на вході в насос – 11 атмосфер.

Насоси двобічного входу виготовляються з електродвигунами (при подачах до 1600 м³/год.) або окремо від двигунів.

8.3. Вертикальні відцентрові насоси для води

Великі одноступеневі консольні вертикальні відцентрові насоси для води застосовуються в заглиблених насосних станціях з метою зменшення їхньої площі і, відповідно, вартості будівлі. Конструкція такого насоса зображена на рис. 8.6.

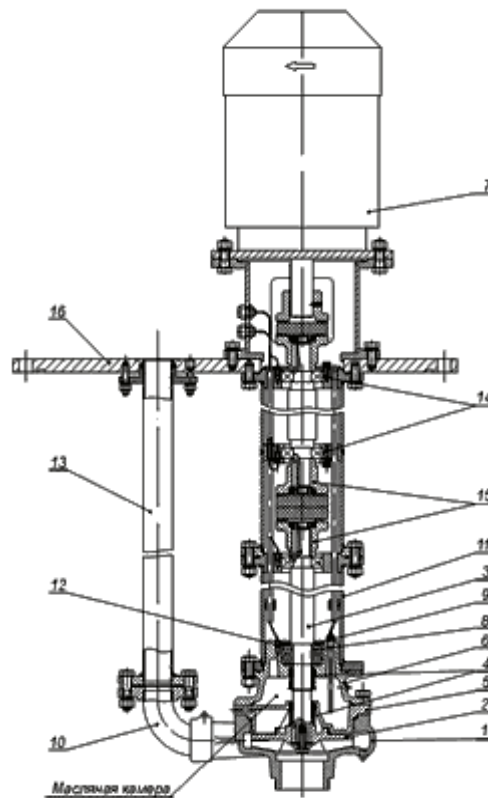


Рис 8.6 – Насос вертикальний

1 – корпус насоса, 2 – крильчатка, 3 – вал, 4 – торцеве ущільнення, 5 – корпус ущільнення, 6 – електродвигун, 7 – підшипник дворядний, 8 – поплавковий датчик витоків, 9 – датчик температури, 10 – підвіска, 11 – відвід, 12 – підшипник, 13 – муфта, 14 – опорна плита, 15 – фільтр, 16 – опора двигуна, 17 – фланець під приварювання

Насоси такого типу позначають буквою В, а марка насоса включає в себе діаметр напірного патрубку в мм, подачу і напір насоса, а також відомості про робоче колесо, кліматичне виконання та вимоги до розміщення. Наприклад, марка насоса 1000В–4/40–УЗ розшифровується так: вертикальний відцентровий насос для умовно чистої води, має діаметр напірного патрубку 1000 мм, розвиває подачу 4 м³/с при напорі 40 м вод. ст. з базовим робочим колесом за номінальної частоти обертання. Кліматичне виконання – для помірного клімату. Насос слід розміщувати в приміщенні. Якщо після числа, яке означає напір насоса, стоїть цифра I, II, III, або буква А, то це означає, що у цього насоса робоче колесо відрізняється від базового (наприклад, обточене). Якщо після напору стоїть буква О, то це означає, що частота обертання робочого колеса відрізняється від номінальної, а якщо М – то насос обладнано двохшвидкісним двигуном.

Корпус вертикального насоса сталевий спіральний з верхньою кришкою. У насосів 1200 В і 1600 В корпус із двозавитковим спіральним відводом, а у решти – з тризавитковим. Корпус насоса кріпиться лапами на дві фундаментні плити і закріплюється анкерними болтами. Насоси, починаючи із 1200 В і більші, після установлення заливаються бетоном до горизонтальної осі або до кришки корпусу.

На верхній кришці корпусу кріпиться спрямовуючий підшипник та вузол

сальникового ущільнення валу.

Для приводу насосів типу В застосовуються вертикальні електродвигуни. З'єднання валу насоса з валом двигуна жорстке, фланцеве, через трансмісійний вал. Якщо довжина трансмісійного валу перевищує 3 метри, то встановлюють проміжні спрямовуючі підшипники, які кріплять на вертикальній фермі. Осьові зусилля і вага ротора сприймаються п'ятою електродвигуна.

Кавітаційний запас насосів типу В складає 8 – 14 метрів. Тому найчастіше ці насоси слід ставити під залив. До таких насосів воду підводять знизу. Тому підземна частина будівлі насосної станції з насосами В найчастіше має одне із двох конструктивних вирішень. На одному із них воду до насоса подають металічною колінчатою трубою, насос встановлюють на стовпчатих фундаментах, а усмоктувальні та напірні труби знаходяться в сухому приміщенні і доступні для догляду. Така схема будівлі застосовується на насосах до 1000 В. На більших насосах колінчата труба, яка підводить воду до насоса, розміщується в бетонному блоці, що є основою усієї будівлі, а в приміщенні знаходяться тільки напірні труби.

В разі великих подач і великих заглиблень насосних станцій (наприклад, внаслідок великого коливання горизонтів води в джерелі водопостачання) вертикальні насоси мають переваги над горизонтальними.

Насоси типу В виготовляються багатьох типорозмірів з подачами $1,0 - 25 \text{ м}^3/\text{с}$ і напорами 22 – 110 м вод. ст. Насоси 600 В – 1,6/100 і 800 В – 2,5/40 виготовляються серійно, а більші – за індивідуальним замовленням.

8.4. Багатоступеневі горизонтальні насоси

Багатоступеневі насоси розвивають високі напори при відносно невеликих подачах. Промисловість випускає два типи таких насосів. Перший тип – відцентрові багатоступеневі секційні насоси з робочими колесами однобічного входу з вертикальними торцевими роз'ємами корпусу. Ці насоси позначаються буквами ЦНС. Другий тип – відцентрові багатоступеневі насоси спірального типу з робочими колесами однобічного входу, які згруповано попарно назустріч один одному. Ці насоси мають горизонтальний роз'єм корпусу і позначаються буквами ЦН. Різновидом насосів другого типу є відцентрові багатоступеневі насоси з горизонтальним роз'ємом корпусу і з першим робочим колесом двобічного входу. Решта робочих колес – одностороннього входу, які згруповано попарно назустріч один одному. Якщо воду примусити проходити послідовно через кілька колес, які змонтовано в одному корпусі насоса, то напір насоса буде дорівнювати сумі напорів послідовно розміщених колес, які пропускають одну і ту ж подачу. На рис. 8.7 подано схеми руху рідини через робочі колеса багатоступеневих насосів різного типу.

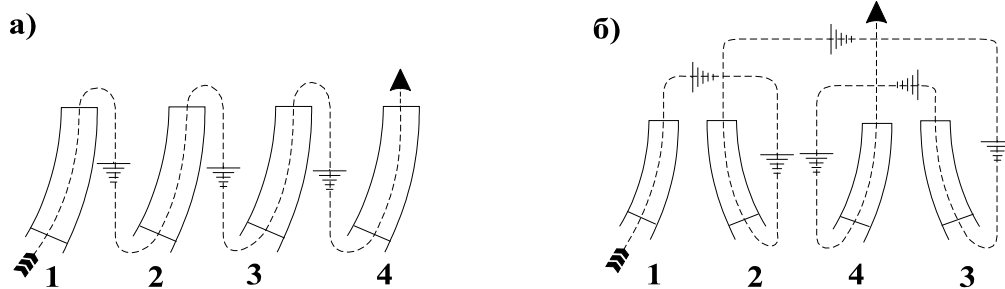


Рис. 8.7 – Схеми руху рідини в багатоступневих насосах:

а) – в насосах типу ЦНС; б) – в насосах типу ЦН.

На рис. 8.8 зображено розріз п'ятиступеневого (п'ятиколесного) секційного насоса марки ЦНС.

Секційні насоси мають вертикальний торцевий роз'єм корпуса і складаються із окремих секцій, які стягуються шпильками. Демонтаж таких насосів під час профілактичних оглядів та під час ремонту дуже незручний. Він вимагає більших затрат часу, ніж демонтаж насосів К, тому що, крім роз'єднання з трубопроводами доводиться розбирати підшипники і сальники.

Вода з одного робочого колеса на друге відводиться за допомогою лопаток спрямовуючого апарата 2. Напрямок початку цих лопаток співпадає з напрямом абсолютної швидкості рідини на виході із робочого колеса. Потім по спеціальному каналу вода підводиться до вхідного отвору наступного робочого колеса. Від останнього робочого колеса вода відводиться в напірний патрубок насоса.

Секційність насоса дозволяє за однієї і тієї ж подачі змінювати напір насоса, міняючи кількість секцій. До того ж будуть змінюватися довжини вала, шпильок і трубки відводу води від гідравлічної п'яти.

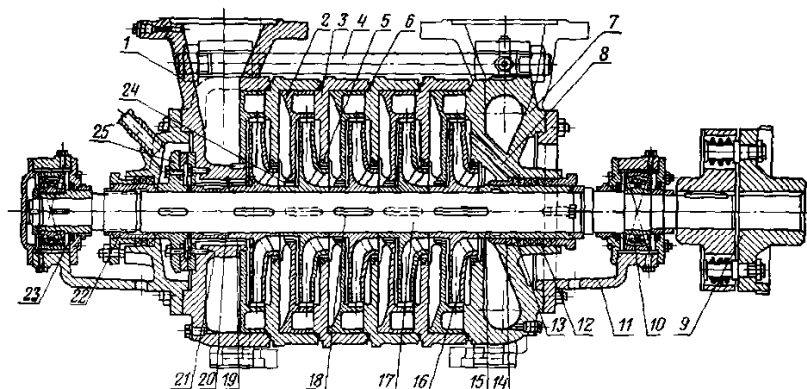


Рис. 8.8 – Розріз багатоступеневого насоса типу ЦНС:

1 – напірна кришка з вихідним патрубком; 2 – спрямовуючий апарат; 3 – корпус секції; 4 – шпилька; 5 – захисне ущільнююче кільце; 6 – гумовий шнур; 7 – вхідна кришка з вхідним патрубком; 8 – канал в кришці для гідравлічного ущільнення сальника; 9 – муфта; 10 – радіальний ролик-підшипник; 11 – кронштейн; 12 – сальник; 13 – кільце гідравлічного ущільнення; 14 – ґрундебукса; 15 – захисна втулка; 16 – робоче колесо; 17 – вал; 18 – шпонка; 19 – щілина підведення води до гідравлічної п'яти; 20 – дистанційна втулка; 21 – втулка розвантаження; 22 – гайка-втулка; 23 – ущільнення в кришці підшипника; 24 – захисне ущільнююче кільце; 25 – гідравлічна автоматична п'ята

Нерівні площі бокових поверхонь робочих колес (переднього і заднього дисків) є причиною виникнення осьових зусиль, які направлені в сторону усмоктування. Ці зусилля сприймаються спеціальною гідравлічною п'ятою 25. Вода від останнього робочого колеса подається через щілину 19 в гідравлічну п'яту, і створюється протитиск осьовим зусиллям. Від п'яти в одних насосах вода відводиться для ущільнення сальників, а потім попадає в усмоктувальну трубу, в інших насосах, де є спеціальний підвід води для ущільнення сальників, вода від гідравлічної п'яти одразу виходить в усмоктувальний трубопровід або назовні.

Гідравлічна п'ята – важливий пристрій, який вимагає старанного догляду. Неполадки в його роботі можуть вивести із ладу весь насос.

Обертаюче зусилля електродвигуна передається насосу через пружну дискову втулочно-пальцеву муфту 9, яка складається із двох напівмуфт. Обидві напівмуфти з'єднуються між собою циліндричними сталевими пальцями з надітими на них гумовими втулками. Ці пальці жорстко закріплюються в напівмуфті електродвигуна і вставляються в отвори напівмуфти насоса.

Насоси типу ЦНС призначені для умовно чистої неагресивної води із вмістом механічних домішок до 0,1 % маси і з розмірами твердих часток до 0,1 мм або рідин, які подібні до води за в'язкістю та хімічною активністю.

Секційні насоси мають подачу 8 – 850 м³/год., а за створюваним напором поділяються на нормальні і високонапірні. Насоси нормальної групи створюють напір від 50 до 144,0 метрів, а високонапірної – від 600 до 1900 м вод. ст.

В позначення марки насоса, крім букв, входять два числа, які характеризують подачу і напір насоса при максимальному к. к. д. Наприклад, марка насоса ЦНС180-212 (6МС-7×5) розшифровується так: відцентровий (в російській мові «центробежный») насос секційний з подачею 180 м³/год. при напорі 212 м вод. ст. Якщо після букви С в позначенні марки насоса розміщена буква Г, то це означає, що насос для гарячої води (в деяких марках буква Г означає, що насос призначений для брудної (грязної) води). Якщо після букви С стоїть буква К, то такий насос призначений для кислої води, а якщо буква М – це насос для роботи на маслі. В дужках наведена марка того ж насоса за попереднім стандартом. В ній 6 – діаметр вхідного патрубку в дюймах (6 дюймів \approx 150 мм), МС – багатосекційний («многосекционный») насос, 7 – коефіцієнт швидкохідності, зменшений у 10 разів і округлений, 5 – кількість секцій.

До недоліків багатосекційних насосів, крім названих раніше, відносять такі: наявність великих осьових зусиль, відносно низький к. к. д. (0,6 – 0,75) і неможливість обточування робочих колес (це викликано наявністю спрямовуючих апаратів). До переваг – їх малі габарити при високих напорах.

Багатоступеневі насоси спірального типу марки ЦН конструктивно більш досконалі і мають більш високий к. к. д., ніж секційні насоси. Вони мають горизонтальний (осьовий) роз'єм корпусу і робочі колеса, які розміщені попарно назустріч один одному (дивися рис. 8.7, б).

На рис. 8.9 зображена конструкція насоса марки ЦН, який має 4 робочих

колеса. Кришка 12 знімається, як у насосів типу Д, і ротор насоса можна витягати. Вода від першого робочого колеса 9 по внутрішньому каналу 10 переходить на друге робоче колесо 11, з нього по каналу 18 – на третє робоче колесо 14, а потім, через інший внутрішній канал 10 – на четверте робоче колесо 13. Далі по спіральному каналу вода надходить в напірний патрубок 19. Підвід води до робочих колес спіральний, як у насосів з двобічним входом. Гідравлічне ущільнення (вода підводиться трубою 7) влаштовується тільки у першому робочому колесі, щоб не порушувався вакуум. На вході в третє робоче колесо гідравлічне ущільнення не потрібне, тому що там уже створено значний тиск.

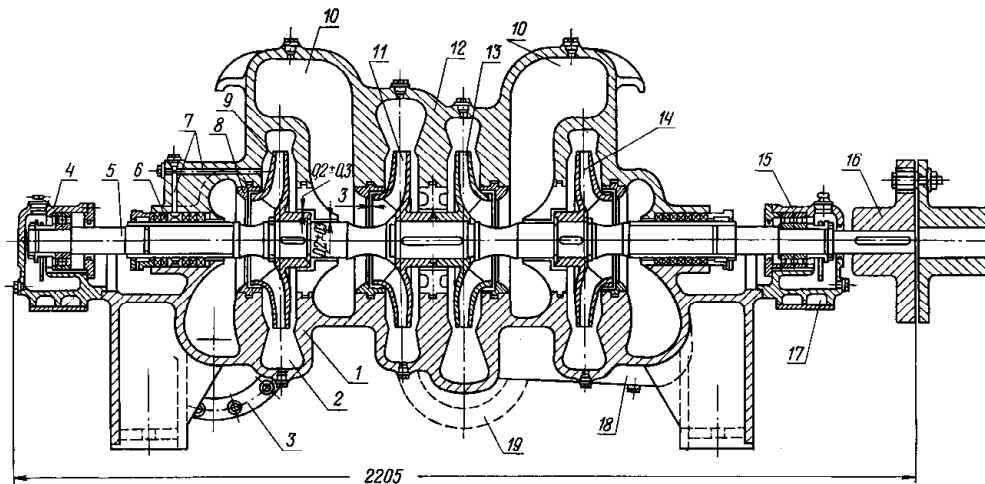


Рис. 8.9 – Розріз чотирьохступеневого насоса типу ЦН:

1 – корпус; 2 – спіральний відвід; 3 – вхідний патрубок; 4 – підшипник; 5 – вал; 6 – сальник; 7 – канали для підведення води на гідравлічне ущільнення; 8 – захисне ущільнююче кільце; 9, 11, 13, 14 – робочі колеса; 10 – перетічні канали; 12 – кришка насоса; 15 – підшипник; 16 – муфта; 17 – канали для охолодження підшипників; 18 – канал в корпусі насоса для перетікання води від другого (11) до третього колеса (14); 19 – вихідний патрубок

Урівноваження осьових зусиль, в основному, досягається взаємно протилежним розміщенням робочих колес, а залишкові та випадкові осьові зусилля сприймаються радіально-опорним підшипником 15. Вхідний і вихідний патрубки направлені в різні сторони (як у насосів типу Д) і розміщені в корпусі нижче валу, що полегшує монтаж та демонтаж насоса.

Нарівні з перевагами (високий к. к. д., осьовий роз'єм корпусу, можливість обточування робочих колес, урівноваження осьових зусиль), насоси цього типу мають і недоліки: вони громіздкі, мають складну форму корпусу, великі габарити, високу вартість.

Позначення марки насосів ЦН аналогічне позначенню насосів ЦНС. Наприклад, марка насоса ЦН 400–210–УЗ розшифровується так: відцентровий («центробежный») насос має подачу 400 м³/год. при напорі 210 м вод. ст. Буква У позначає кліматичне виконання, а цифра 3 – вимоги до розміщення. Якщо після числа, яке позначає напір, додається буква а або б, то це свідчить про обточку робочих колес.

Насоси типу ЦН часто застосовуються як конденсатні на теплових електростанціях.

8.5. Насоси для стічних вод

Каналізаційні насоси призначені для транспортування побутових і виробничих стічних вод, а також інших забруднених рідин з $\text{pH} = 6 - 8,5$ та густиною до 1050 кг/м^3 і вмістом твердих абразивних часток розміром до 5 мм не більше 1% за об'ємом. Промисловість виробляє для перекачування стічних рідин відцентрові насоси таких типів:

- СД – динамічні, для стічних рідин, горизонтальні;
- СДВ – динамічні, для стічних вод, вертикальні;
- СМ – стічно-масні;
- СМС – стічно-масні з вільновихровим колесом;
- ЦМК – відцентрові моноблочні каналізаційні (занурювальні);
- ЭЦК – електронасоси відцентрові каналізаційні (занурювальні);
- ЦМФ – відцентрові моноблочні фекальні (занурювальні);
- ГНОМ – для брудної води, насоси одноступеневі моноблочні (занурювальні).

Виробляються також насоси для специфічних рідин. Деякі з них будуть розглянуті в наступних параграфах.

Насоси для стічних вод мають більші прохідні канали, вони гарантують безперебійну роботу під час подачі забруднених рідин. З цією метою робочі колеса таких насосів виготовляють з невеликою кількістю (2 – 4) лопаток заокругленої форми. Крім того, в корпусі насоса роблять спеціальні отвори з кришками (люками) для огляду і прочистки насосів.

На рис. 8.10 показано розріз горизонтального одноступеневого насоса типу СД. Насос консольного типу з одnobічним осьовим підводом рідини. Опора насоса зроблена у вигляді кронштейна 9, до фланця якого прикріплено корпус 4 із кришкою 1. В корпусі розміщено робоче колесо 3, яке насаджене на вал 8 і закріплене гайкою 5. Вал обертається в підшипниках 7 і 10. Для ущільнення вала в місті проходу через корпус передбачено сальник 6. Для ущільнення зазору між корпусом і робочим колесом встановлено з'ємне ущільнююче кільце 2. Для охолодження, промивки і гідравлічного ущільнення сальника до нього із стороннього джерела підводиться чиста вода. Цю воду слід подавати під тиском на 0,03 – 0,05 МПа (0,3 – 0,5 атм) більше, ніж тиск в напірному патрубку насоса.

Горизонтальні насоси СД випускають з подачами до $2500 \text{ м}^3/\text{год}$. В позначеннях марки насосів типу СД, СМ і СМС після букв, які розшифровано раніше, наводяться подача (в $\text{м}^3/\text{год}$.) і напір (в метрах) насоса при максимальному к. к. д. Якщо після напору в марці насоса стоїть буква а або б, то це значить, що робоче колесо обточене.

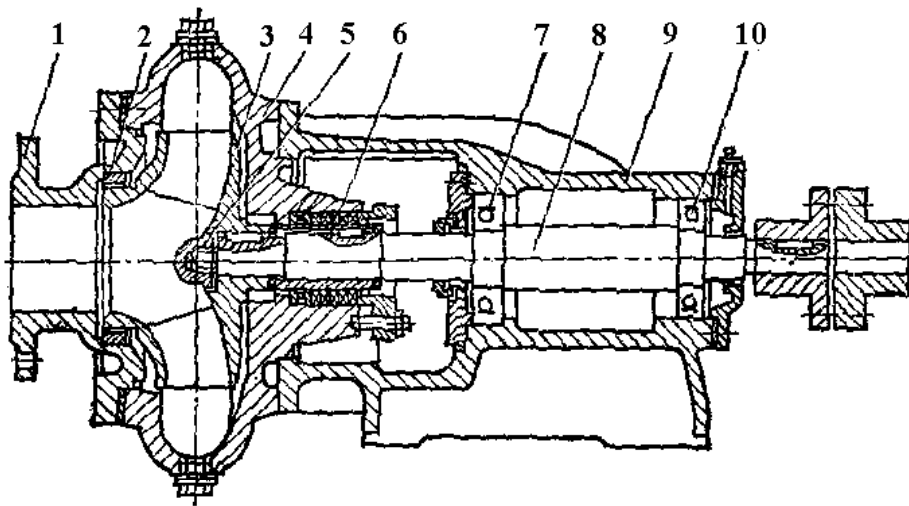


Рис. 8.10 – Розріз каналізаційного насоса типу СД:

1 – вхідний патрубок; 2 – захисне ущільнююче кільце; 3 – робоче колесо; 4 – корпус;
5 – гайка; 6 – сальник; 7, 10 – підшипники; 8 – вал; 9 – опорний кронштейн

Вертикальні насоси СДВ випускають для подач більше 2500 м³/год. За конструкцією вони подібні до вже розглянутих водопровідних вертикальних насосів. Корпус насоса виготовлюється з роз'ємом в горизонтальній площині. Рідина до насоса підводиться в осьовому напрямі знизу. Насоси СДВ, подібно до насосів СД, мають розширені проточні канали. Чиста вода для ущільнення сальників також подається із стороннього джерела. Насос і двигун встановлюються на окремих фундаментах. Осьові зусилля і вага рухомих частин насоса і двигуна сприймається п'ятою електродвигуна, яку розміщено в масляній ванні.

Великі вертикальні насоси для стічних вод мають подачу до 9000 м³/год.

Останнім часом усе більше використовуються занурювальні насоси для забруднених рідин, у тому числі і для стічних вод. Це насоси типів ЦМК, ЭЦК, ЦМФ і ГНОМ.

На рис. 8.11 зображено насос типу ЦМК. Це занурювальний моноблочний агрегат із вбудованим електродвигуном, який загерметизовано від попадання в нього стічної рідини. Насосна частина агрегату – це одноступеневий відцентровий насос з двохлопасним робочим колесом, яке закріплено на консольно виступаючому валу електродвигуна.

Робоче колесо закритого типу. Між зоною усмоктування та зоною нагнітання передбачено лабіринтне ущільнення.

Насоси ЦМК комплектуються спеціальним пристроєм для автоматичного його стикування з напірним трубопроводом. Це дозволяє демонтувати насос у разі наповненого колодязя або резервуара, де його встановлено. Насоси цієї марки можуть використовуватися як для стаціонарної установки, так і в переносному варіанті для викачування води із затоплених колодязів або для спорожнення резервуарів.

Під час виконання будівельних робіт для відкритого водовідливу, а також для перекачування забрудненої води (в тому числі і стічної) останнім часом найчастіше застосовують насоси типу ГНОМ (рис. 8.12).

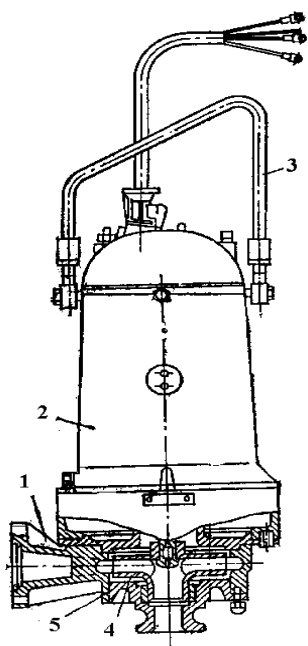


Рис. 8.11 – Занурювальний насос
ЦМК: 1 – напірний патрубок; 2 –
електродвигун; 3 – ручка; 4 – робоче
колесо; 5 – корпус

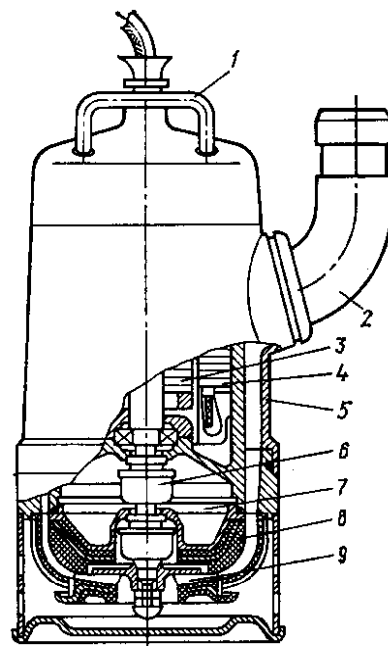


Рис. 8.12 – Занурювальний насос
ГНОМ: 1 – ручка; 2 – напірний патрубок;
3 – ротор; 4 – статор електродвигуна;
5 – корпус насоса; 6 – торцьове ущільнення;
7 – камера розділення; 8 – прогумований
відвід; 9 – робоче колесо.

Робоче колесо насоса типу ГНОМ напіввідкрите (без переднього диску), консольно закріплене на валу електродвигуна. Електродвигун спеціального виконання асинхронний з короткозамкненим ротором. Ротор обертається в двох шарикопідшипниках, які встановлено в верхній і нижній кришках. Між робочим колесом і нижнім підшипником розташована масляна камера з вузлом ущільнення. Масло в камері призначено для змащування і охолодження пар тертя торцевих ущільнень. Воно ж запобігає проникненню грязної перекачуваної рідини в електродвигун. Наявність масляної камери дещо ускладнює експлуатацію насоса типу ГНОМ у порівнянні з експлуатацією насосів типу ЦМК.

Рідина, яку перекачує насос, засмоктується робочим колесом і подається в кільцеву щілину між електродвигуном і корпусом. Далі рідина потрапляє в напірний патрубок і нагнітається через гумовий рукав. Насоси типу ГНОМ можуть транспортувати рідину густиною до 1250 кг/м^3 при вмісті твердих механічних домішок розміром до 5 мм не більше 10 % за масою. Стандартом передбачено випуск насосів типу ГНОМ з подачею до $400 \text{ м}^3/\text{год.}$, але на сьогодні промисловість виробляє їх тільки до $100 \text{ м}^3/\text{год.}$

Занурювальні насоси можна встановлювати безпосередньо в приймальних камерах, резервуарах стічних вод і т.ін. без спеціальних приміщень насосних станцій.

За кордоном занурювальні насоси для стічних вод набули розповсюдження. Наприклад, німецька фірма «Флюгт» випускає цілий ряд типорозмірів занурювальних насосів для стічних вод (з подачами до $4000 \text{ м}^3/\text{год.}$).

Застосування занурювальних насосів для транспортування стічних вод дозволяє суттєво зменшити розміри насосних станцій і, як наслідок, зменшити їхню вартість.

8.6. Грунтові, піскові та шламові насоси

Грунтові насоси (землесоси) призначені для транспортування гравійних, пісочно-гравійних, шлакових, попелощлакових та інших абразивних гідросумішей. Вони випускаються з подачами до 8000 м³/год.

Грунтові насоси випускаються однокорпусними – типів ГрК і ГрАК (рис. 8.13), або двокорпусними – типів ГрТ і ГрАТ (рис. 8.14).

У однокорпусних ґрунтових насосах деталі проточної частини футеровані абразивно стійким матеріалом на органічній основі. У двокорпусних насосах виготовляється внутрішній захисний корпус із стійкого матеріалу з метою протидії зношуванню металу. Цей корпус можна замінити.

Грунтові насоси – це горизонтальні насоси консольного типу з роз'ємним корпусом (роз'єм – у площині, перпендикулярній осі ротора).

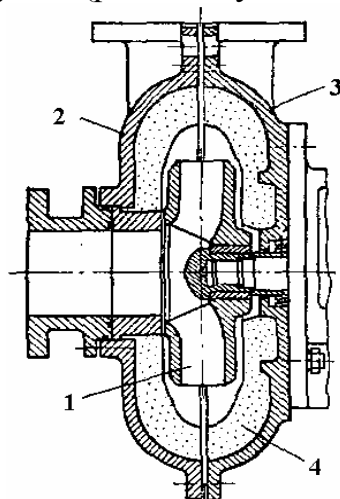


Рис. 8.13 – Однокорпусний ґрунтовий насос: 1 – робоче колесо; 2 – передня половина корпусу; 3 – задня половина корпусу; 4 – корундова футеровка

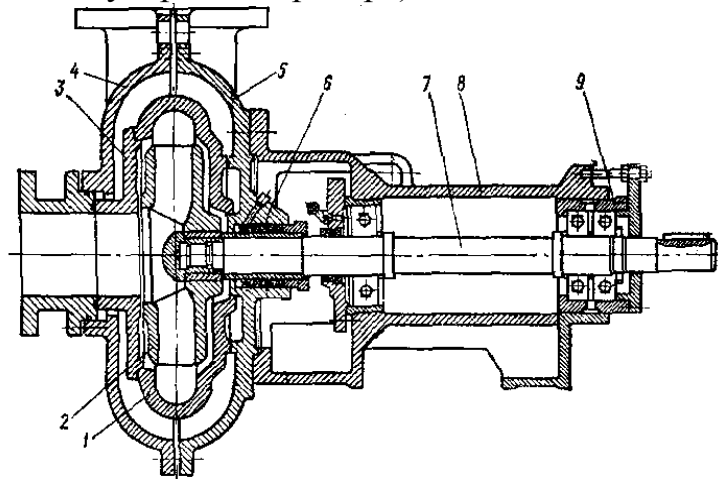


Рис. 8.14 – Двокорпусний ґрунтовий насос: 1 – внутрішній корпус; 2 – робоче колесо; 3 – захисний диск; 4 – передня половина корпусу; 5 – задня половина корпусу; 6 – сальник; 7 – вал; 8 – опорний кронштейн; 9 – стакан для регулювання осьового переміщення

У ґрунтових насосах можливе регулювання зазору між корпусом і робочим колесом.

У насосів типу ГрУ збільшені на 25 % розміри каналів проточної частини у порівнянні з номінальними.

Піскові насоси призначені для транспортування продуктів збагачення руд і глиноземного виробництва, піскових та інших абразивних гідросумішей.

Випускають горизонтальні й вертикальні піскові насоси. До горизонтальних відносяться насоси таких типів: П – з осьовим входом; ПБ – з бічним входом; ПК – з осьовим входом. Деталі проточної частини цих насосів

вкриті абразивно стійким матеріалом на органічній основі; ПР – з осьовим входом. Деталі проточної частини цих насосів вкриті гумою, поліуретаном або стійким щодо зношування металом. За конструкцією горизонтальні піскові насоси аналогічні ґрунтовим насосам. Серійно виробляються горизонтальні піскові насоси з подачею до 400 м³/год.

До вертикальних належать насоси таких типів:

- ПВП – пісковий, вертикальний, занурювальний («погружной») з осьовим входом;
- ПКВП – пісковий, вертикальний, занурювальний. У цих насосах деталі проточної частини футеровані стійким матеріалом на органічній основі;
- ПРВП – насос, аналогічний попередньому, тільки деталі проточної частини вкриті гумою, поліуретаном або стійким металом.

Серійно виробляються вертикальні піскові насоси з подачею до 265 м³/год. Вони призначені для роботи у зануреному стані. До того ж електродвигун повинен знаходитися над водою. Глибина занурення не повинна перевищувати 0,6 м (до горизонтального роз'єму корпусу).

Електродвигун насоса встановлюється на верхньому фланці опори насоса і з'єднується з валом пружною муфтою. Такі насоси зручні, наприклад, під час заміни пісового завантаження фільтрів на водопровідних станціях.

Шламові насоси призначені для транспортування шламів (шлам – це гідросуміш, яка містить окалину, дрібні частки металів і т.ін.) здебільшого на металургійних виробництвах. Вони мають такі позначення: Ш – шламовий горизонтального типу і ВШ – вертикальний шламовий. Шламові насоси виробляють з подачами 150 – 560 м³/год.

8.7. Насоси для хімічно активних рідин

Насоси цієї групи призначені, в основному, для хімічної промисловості. В системах водопостачання і каналізації такі насоси застосовують для транспортування розчинів різних реагентів. Застосовують їх і для транспортування виробничих стічних вод, які агресивні до чорних металів.

Відцентрові насоси для хімічно активних рідин за конструкцією можуть бути горизонтальними і вертикальними, з одnobічним і двобічним підводом рідини, одноступеневими і багатоступеневими. Ці конструктивні ознаки не є головними для таких насосів. Головною є характеристика рідини, для якої призначено насос. Наведемо основні типи хімічних насосів, які виробляє промисловість країн СНД (абразивно-хімічні насоси):

- АХ – відцентрові абразивно-хімічні консольні;
- АХО – абразивно-хімічні з підігрівом («обогреваемые»);
- АХП – абразивно-хімічні занурювальні («погружные»);
- АХПО – абразивно-хімічні занурювальні з підігрівом;
- ДХ і ХД – відцентрові насоси, хімічні, горизонтальні з двобічним входом у робоче колесо;
- ТХ – відцентрові насоси хімічні, горизонтальні, консольні;

- ТХИ – відцентрові хімічні занурювальні насоси;
- Х – відцентрові хімічні консольні насоси;
- ХБ – відцентрові хімічні багатоступеневі насоси;
- ХВС – відцентрові хімічні вертикальні консольні самоусмоктувальні насоси;
- ХИ – відцентрові хімічні вертикальні занурювальні насоси;
- ХМ – відцентрові хімічні моноблочні насоси;
- ХО – відцентрові хімічні консольні насоси з підігрівом;
- ХП – відцентрові хімічні занурювальні насоси;
- ХРО – відцентрові хімічні насоси з підвищеним тиском на вході і з охолодженням;
- ЦГ – відцентрові герметичні вибухозахищені насоси;
- АСВН – агрегат самоусмоктувальний вихровий одноступеневий горизонтальний;
- АСЦД – агрегат самоусмоктувальний відцентрово-вихровий двоступеневий горизонтальний.

Додаткові букви А, К, Е, И, Л, Д, Т – характеризують виготовлення насоса за матеріалом проточної частини. Додаткові позначки С, СД, 2Г, Щ – характеризують виготовлення насоса за видом ущільнення валу. Букви а, б означають обточене робоче колесо.

8.8. Свердловинні відцентрові насоси

Для підйому води із свердловин застосовують спеціальні артезіанські насоси. Їх головна ознака – малі габарити в поперечному перерізі. Це необхідно для того, щоб насос можна було опускати в свердловину. Є два типи артезіанських насосних агрегатів – занурювальні і з трансмісійним валом.

Занурювальні насосні агрегати ЕЦВ. Сьогодні це найбільш поширений тип водяних насосів для свердловин. Такі насоси випускаються для свердловин діаметром 100 – 400 мм.

Свердловинна насосна установка (рис. 8.15) складається із відцентрового насоса, занурювального електродвигуна, електрокабеля, водопідіймального трубопроводу, обладнання оголовка свердловини і системи автоматичного управління.

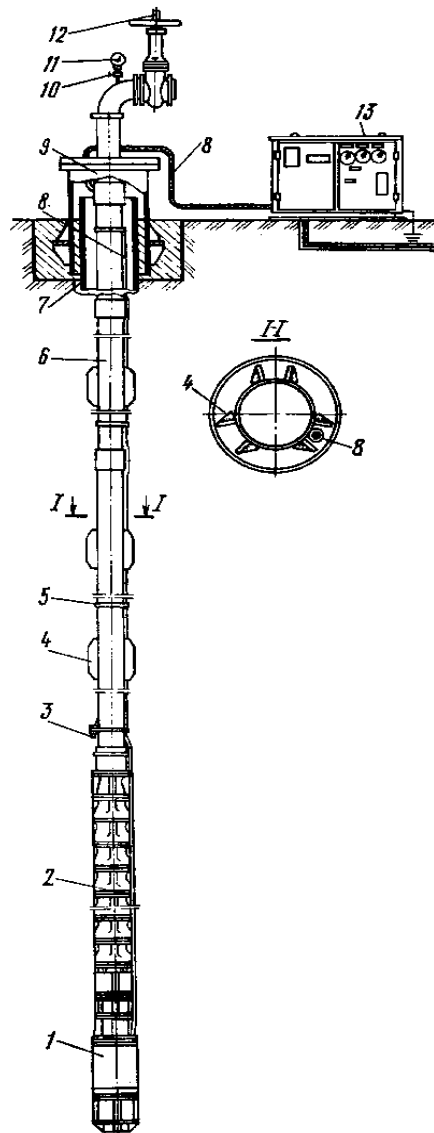


Рис. 8.15 – Схема установки насоса ЕЦВ:

1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – датчик сухого ходу; 4 – центруюча втулка; 5 – хомут для кріплення кабеля; 6 – водопідйомна труба; 7 – обсадна труба; 8 – електрокабель; 9 – оголовок свердловини; 10 – триходовий кран; 11 – манометр; 12 – засувка; 13 – шкаф системи управління та автоматики

Насоси типу ЕЦВ майже завжди багатоступеневі, з робочими колесами відцентрового або діагонального типу. Для нормальної роботи цих насосів їх необхідно занурювати так, щоб при найменшому рівні води в свердловині забезпечувався необхідний підпір. Величина цього підпору, починаючи від напірного патрубку насоса, для малих насосів повинна бути не менше 1 метра, а для великих – 2 – 6 метрів. Категорично забороняється робота насоса в незануреному стані. Це пояснюється тим, що підшипники насоса і весь електродвигун охолоджуються водою. Насоси обладнано зворотними клапанами тарілчатого або кулькового типу.

Насоси типу ЕЦВ випускають у трьох конструктивних виконаннях:

1 – з робочими колесами закритого типу, які зафіксовано на валу. Осьові зусилля сприймаються опорним пристроєм в електродвигуні;

2 – з циліндричними обоймами із труб з дисками для фіксування

спрямовуючих апаратів в осьовому напрямі і розділення між ступенями;

3 – з відлитими лопаточними спрямовуючими апаратами. Робочі колеса у них діагонального (напівосьового) типу. Осьові зусилля сприймаються опорним пристроєм електродвигуна.

Занурювальні електродвигуни, якими комплектуються насоси ЕЦВ, – асинхронні, з короткозамкненим ротором, водонаповнені. Обмотки цих двигунів виготовлені з мідного дроту з міцною поліетиленовою ізоляцією, яка може довго працювати у воді. Важливим елементом занурювальних двигунів є пристрій, який сприймає осьове навантаження від ваги ротора і осьове зусилля від насоса. Опорні підшипники виробляють здебільшого із текстоліту або лігнофолу. З метою запобігання швидкому зношуванню підшипника вода, яка поступає для змащування, проходить через спеціальний фільтр. Передбачені й інші засоби запобігання швидкому зношуванню підшипників

Головні переваги занурювальних насосів такі: відсутність довгого трансмісійного валу; можливість установки у викривлених свердловинах; простота монтажу і демонтажу насосної установки; можливість установки насоса безпосередньо в колодязі.

До недоліків більшості конструкцій занурювальних насосних агрегатів належать підвищені вимоги до якості води, яку вони подають. Особливо чутливі ці агрегати до механічних домішок, вміст яких не повинен перебільшувати 0,01 %, тобто 100 мг/л.

Розробляються занурювальні електродвигуни, які здатні довгий час працювати в забрудненій воді. Це дозволить ще більше розширити сферу застосування занурювальних свердловинних насосних агрегатів.

Позначення марки занурювальних свердловинних насосів уміщує букви і цифри. Наприклад, марка 1ЕЦВ8–50–60–У5 розшифровується так: електронасос відцентровий водяний. Цифра 8 позначає мінімальний діаметр свердловини у дюймах. Цифра 50 позначає подачу в м³/год., цифра 60 – напір у метрах, У5 – кліматичне виконання для помірного клімату і розміщення під водою. Цифра перед буквами позначає номер моделі.

Свердловинні насоси з трансмісійним валом. Свердловинні насосні агрегати з трансмісійним валом – це агрегати із занурювальними насосами, двигуни яких розміщені на поверхні землі або в підземних камерах. Вони мають три головні вузли: насос, який розміщують нижче динамічного рівня води в свердловині, електродвигун, який розміщують над свердловиною, і трансмісійний вал, який з'єднує двигун з насосом.

Для води найчастіше використовують насоси типу АТН (артезіанський турбінний насос) і А (артезіанський). Вони призначені для підйому із свердловин неагресивної води із вмістом твердих домішок до 0,5 %.

Трансмісійний вал (довжиною до 100 метрів) розміщують в напірній водопідйомній трубі з необхідною кількістю спрямовуючих підшипників. Вертикальні осьові навантаження від валу сприймають опорні підшипники, які розміщені в насосах типу А під електродвигуном, а в насосах типу АТН – в електродвигуні.

Підшипники трансмісійного валу змащуються або очищеною водою під тиском 0,1 МПа (1 атмосфера), або тією водою, яку качає насос.

Артезіанські насоси із трансмісійним валом випускають із закритими і з відкритими робочими колесами. Насоси із закритими колесами мають більш високий к. к. д., але вони не пристосовані для роботи у воді із значною домішкою піску. У разі зупинки насоса пісок, який буде випадати із води в напірному трубопроводі, може заклинити робочі колеса в спрямовуючих апаратах.

Насоси з відкритими робочими колесами можуть працювати і при високому вмісті піску у воді. Подачу таких насосів можна регулювати, змінюючи зазор між робочими колесами і спрямовуючими апаратами.

Напірний трубопровід, по якому вода піднімається від насоса, складається із окремих секцій стандартної довжини. Трансмісійний вал, який проходить всередині труби, обертається в гумових підшипниках, які закріплено в чавунних опорних хрестовинах. Окремі секції валу з'єднуються між собою муфтами. Перевагою свердловинних насосних агрегатів з трансмісійним валом є можливість догляду за роботою електродвигуна і заміни двигуна без демонтажу усієї установки.

До недоліків цих агрегатів належать, насамперед, необхідність довгого трансмісійного валу, складність монтажу і демонтажу агрегата, неможливість його розміщення у викривлених свердловинах, а також велика металоємкість. З цих причин свердловинні насоси з трансмісійним валом застосовують усе менше й менше. Їх замінюють більш прогресивні занурювальні агрегати.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Які види консольних насосів ви знаєте? Наведіть схеми консольних відцентрових насосів, дайте пояснення до них.

2. Наведіть схему горизонтального насосу двобічного входу, дайте пояснення не неї.

3. Які види вертикальних насосів ви знаєте? Наведіть схему вертикального відцентрового насоса, дайте пояснення до неї.

4. З якою метою використовують багатоступеневі горизонтальні насоси? Наведіть їх конструкції.

5. Назвіть основні типи насосів для стічних вод. Наведіть конструкцію каналізаційного насоса типу СД.

6. Наведіть конструкції занурювальних насосів типу ЦМК та ГНОМ.

7. Для чого призначені ґрунтові, піскові та шламові насоси?

8. Охарактеризуйте насоси для хімічно активних рідин, галузь їх застосування.

9. Назвіть галузь застосування свердловинних насосів, їх типи. Наведіть схему насосного агрегата ЕЦВ. Для чого він призначений?

ТЕМА 9. ОСЬОВІ (ПРОПЕЛЕРНІ) НАСОСИ

Осьовими називаються лопасні насоси, в яких рідина рухається через робоче колесо в напрямку його осі.

Робоче колесо осьового насоса складається із втулки (1) і декількох лопаток (2), які на ній закріплені. Кожна лопатка є зручнообтічним вигнутим крилом. За формою робоче колесо осьового насоса подібне до гребного гвинта корабля або до кількалопасного пропелера (рис. 9.1). Тому такі насоси інколи називають *пропелерними*.

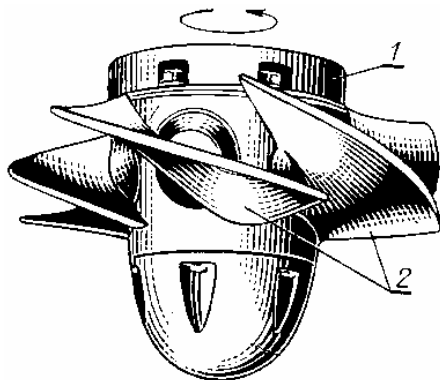


Рис 9.1 – Загальний вигляд робочого колеса осьового насоса

Обертаючись в рідині, осьове колесо надає їй поступального і, водночас, кругового руху. Для вирівнювання кругового руху безпосередньо за робочим колесом передбачається нерухомий вирівнюючий (спрямовуючий) апарат. Втулка цього апарату слугує, також, одним із підшипників робочого валу насоса.

Один із методів розрахунку для осьових насосів базується на теорії підйимальної сили крила літака, яка викладена М. Є. Жуковським. В перетині робоча лопатка осьового насоса і крило літака мають подібну форму. Це контур, випуклий зверху й увігнутий знизу (аеродинамічний профіль). Рухаючись в рідині, лопатка здійснює на неї тиск, який є реакцією сили дії рідини на лопатку. Аналогічною є взаємодія повітря з рухомим крилом літака. У випадку, коли мова йде про літак, це буде підйимальна сила, яка діє на крило. У робочому колесі насоса це буде сила, з якою лопатка штовхає рідину.

Для осьових насосів залишається дійсним рівняння Ейлера (головне рівняння лопасного насоса). Потрібно тільки урахувати те, що для осьового насоса $u_2 = u_1 = u$ і

$$H_{\text{теор.}\infty} = \frac{u(V_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cos \alpha_1)}{g} = \frac{u(V_{2u} - V_{1u})}{g}. \quad (9.1)$$

Слід зазначити, що для запобігання рециркуляції рідини всередині насоса напір, який створює лопатка робочого колеса, повинен бути однаковим за її висотою. Цього можна досягнути, змінюючи множник $(V_{2u} - V_{1u})$ зворотньо пропорційно множнику u . З цією метою під час конструювання робочих колес осьових насосів намагаються зменшити різницю радіусів обертання в межах висоти лопатки за рахунок збільшення радіуса втулки. Крім того, змінюють кут атаки і ширину лопатки за її висотою. До того ж ближче до втулки лопатки повинні бути ширшими і нахил їх повинен бути більшим, ніж на кінці.

Вітчизняна промисловість випускає осьові насоси двох типів:

– О – з жорстко закріпленими (нерухомими) лопатками;

– ОП – 3 поворотними лопатками робочого колеса.

Насоси обох типів випускаються з горизонтальним і вертикальним валом. Насоси обладнуються робочими колесами однієї із семи моделей – 2, 3, 5, 6, 8, 10, 11 (номери робочих колес за їхніми випробуваннями в лабораторії). Кількість лопаток у цих колес від трьох до шести в залежності від номера моделі. Так, наприклад, у моделі 6 – три лопатки, а у моделей 5 і 11 – чотири лопатки.

Машинобудівні заводи СНД виробляють осьові насоси восьми модифікацій:

К – з камерним підводом рідини;

МК – малогабаритний з камерним підводом;

ЕГ – з електрогідроприводом
механізму повороту лопастей;

МБК – моноблочний з камерним підводом;

Е – з електроприводом механізму повороту лопаток;

МБ – моноблочный;

КЕ – з камерним підводом і електроприводом розвороту лопаток;

МЕ – малогабаритний з електроприводом розвороту лопаток;

МКЕ – малогабаритний з камерним підводом і електроприводом механізму розвороту лопаток.

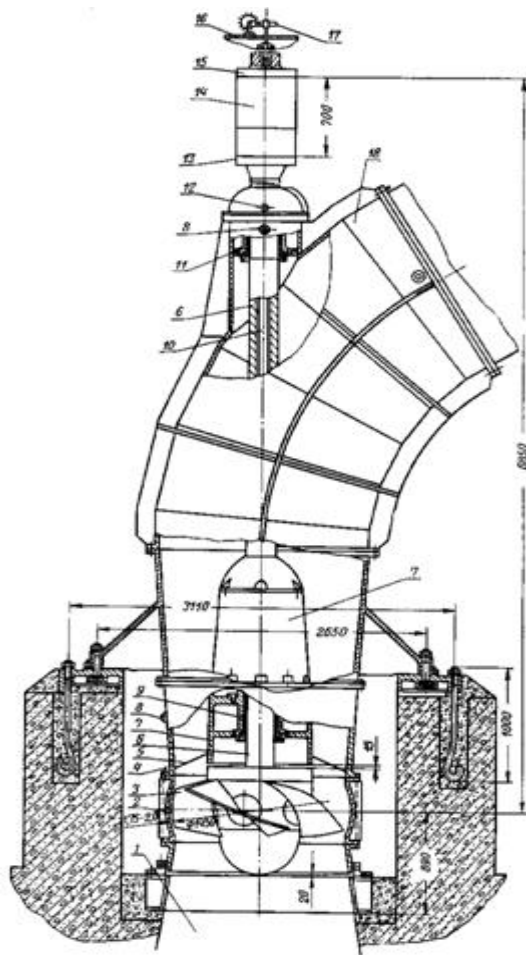


Рис. 9.2 – Насос ОП-145Е з електроприводом розвороту лопастей

1 – підведення води; 2 – робоча камера; 3 – робоче колесо; 4 – конус; 5 – вирівнюючий апарат; 6 – вал; 7 – обтікач; 8 – труба подачі води до підшипників; 9, 11 – нижній і верхній підшипники; 10 – шток; 12 – труба відведення дренажної води; 13 – фланець вала насоса;

14 – корпус електроприводу розвороту лопатей; 15 – фланець електродвигуна; 16 – кришка електродвигуна; 17 – сельсин датчик; 18 – відвідне коліно насоса

Корпус насоса складається із дифузора і відвідного коліна. Відвідне коліно у насосів головного виконання розміщене під кутом 60° , а у малогабаритних – під кутом 90° до осі насоса.

Опори вала (підшипники з лігнофолевими або гумовими прокладками) змащуються водою, яку подає насос або взятою із стороннього джерела. Осьові зусилля і вага ротора насоса сприймаються п'ятою електродвигуна.

Вода до робочого колеса підводиться по плавно загнутій трубі або камерним способом. У малогабаритних насосів з камерним підводом к. к. д. на 2 – 3 % нижче.

На рис. 9.2 наведено розріз насоса ОП–145Е з електроприводом механізму розвороту лопатей.

Осьові насоси типів О і ОП випускаються з подачами $0,63 - 46 \text{ м}^3/\text{с}$ при напорах 2,5 – 28 метрів. Марка осьових насосів розшифровується так: ОП 2–110Е–У3 осьовий з поворотними лопатками насос; 2 – номер моделі робочого колеса; 110 – діаметр робочого колеса в сантиметрах; Е - електропривід механізму повороту лопаток; У3 – кліматичне виконання і категорія розміщення.

Занурювальні моноблочні осьові насоси. Промисловість випускає два типи таких насосів – ОПВ і ОМПВ.

Насос ОПВ – це занурювальний моноблочний агрегат із вбудованим електродвигуном сухого типу.

Статор електродвигуна розміщено в герметичному корпусі з боку усмоктувальної частини насоса. В камеру електродвигуна по рукаву подається повітря від постійно діючого зовнішнього джерела. Тиск повітря повинен на 0,03 – 0,05 МПа (0,3 – 0,5 атм) перевищувати тиск води, в яку занурено електродвигун. В накопичувачі змонтовано датчик, який сигналізує про наявність в ньому води. Ротор електродвигуна має подовжений вал, на який насаджене робоче колесо насоса. На виході валу із насоса розміщено ущільнюючий вузол. Електроенергія до двигуна подається по гнучкому кабелю. Місце проходження кабеля через корпус герметизується.

Насоси ОМПВ принципово відрізняються від насосів ОПВ тільки конструкцією електродвигуна. У цих агрегатів він водозаповненого типу. Чиста вода до нього підводиться від стороннього джерела.

Насоси типів ОПВ і ОМПВ можна монтувати поза приміщеннями насосних станцій, наприклад, у водоймищах. Схема такої установки подана на рис. 9.3. Особливості характеристик осьових насосів такі:

1) Характеристика $Q - H$ круто падає і має точку перегину (тобто точку, де змінюється напрям випуклості кривої). Напір при нульовій подачі в півтора – два рази перевищує напір при максимальному к. к. д.

2) Характеристика $Q - N$ із збільшенням подачі насоса знижується. Потужність, яку споживає насос при нульовій подачі приблизно в півтора рази

більша за потужність при максимальному к. к. д.

3) Характеристика $Q - \eta$ круто падає по обидва боки від максимального значення. Тому корисна зона роботи насоса відносно невелика.

4) Висота усмоктування здебільшого негативна. Тому осьові насоси слід встановлювати під залив.

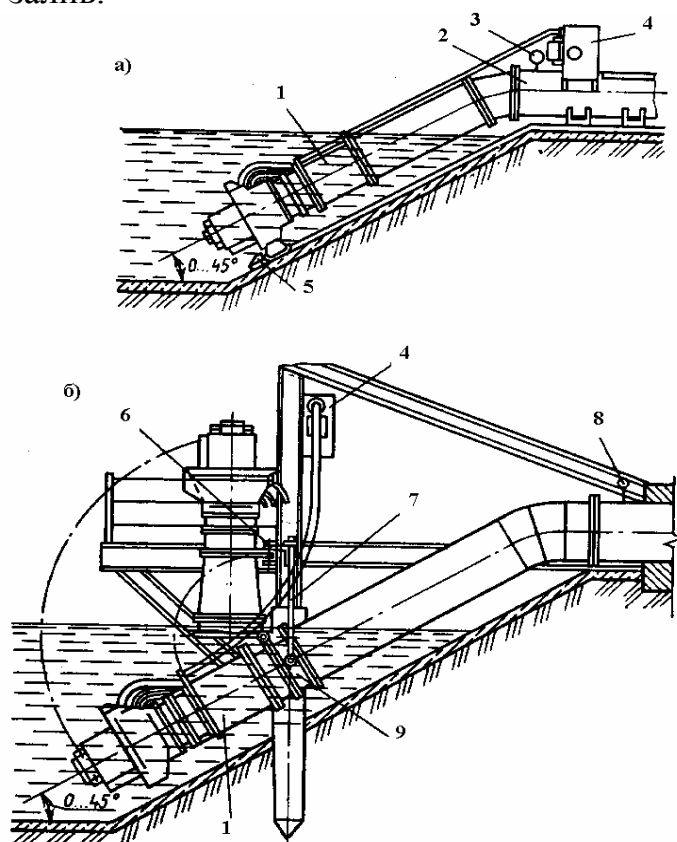


Рис. 9.3 – Схеми відкритої установки насосів типу ОПВ: а) на полозках; б) на шарнірі; 1 – насос; 2 – напірний трубопровід; 3, 8 – манометри; 4 – станція керування; 5 – обмежувач на полозках; 6 – захват; 7 – тяги; 9 – шарнір

Враховуючи особливості осьових насосів, їх слід запускати тільки на відкритій засувці. У цьому випадку вони споживають найменшу потужність.

Подачу осьових насосів регулюють зміною частоти обертання або кута розвороту лопаток робочого колеса.

9.1. Діагональні насоси

Діагональні (напівосьові) насоси (рис. 9.4) за конструкцією, показниками подачі і напору розміщуються між відцентровими і осьовими насосами.

Рідина рухається по усмоктувальному патрубку 1 до робочого колеса 2 в напрямку до осі. У робочому колесі вона повертає під деяким кутом (менше 90°) щодо осі обертання вала 7 і поступає в спіральний відвід 3, а потім через конічний дифузор в напірний патрубок 4.

Конструктивне виконання багатьох вузлів діагональних насосів таке ж, як у відцентрових і осьових. Найчастіше їхні робочі колеса не мають переднього диска. Відвідні пристрої мають спіральну форму, що створює сприятливі умови для розміщення насоса в приміщенні насосної станції.

Найчастіше діагональні насоси обладнуються вирівнювальним апаратом. Лопатки робочого колеса можуть бути поворотними.

Діагональні насоси виконують низьконапірними (напір до 20 метрів) і середьонапірними (напір від 20 до 60 метрів), одноступеневими і багатоступеневими, горизонтальними і вертикальними.

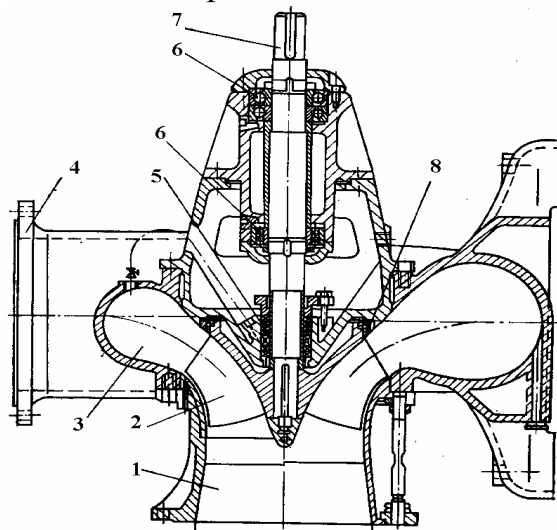


Рис. 9.4 – Конструкція діагонального насоса

1 – усмоктувальний патрубок; 2 – робоче колесо; 3 – спіральний корпус; 4 – напірний патрубок; 5 – сальник з гідравлічним ущільненням; 6 – підшипники; 7 – вал; 8 – захисні ущільнюючі кільця

В Україні діагональні насоси ще не набули поширення (за винятком багатоступеневих свердловинних), але за кордоном вони часто використовуються в системах водопостачання та каналізації.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Які насоси називають осьовими? Наведіть особливості їхньої роботи.
2. Які типи осьових насосів випускає промисловість? Наведіть схему будови насосу ОП–145Е.
3. Наведіть схеми будови занурювальних моноблочних осьових насосів. Поясніть принцип їхньої роботи.
4. Наведіть схему будови діагонального насосу. Поясніть принцип його роботи.

ТЕМА 10. ОБ'ЄМНІ НАСОСИ

До об'ємних належать велика кількість насосів різних типів. Вони поділяються на дві групи:

- насоси зворотно–поступальної дії (поршневі, плунжерні, діафрагмові, штангові);
- роторні (гвинтові, шлангові, шестерневі та ін.).

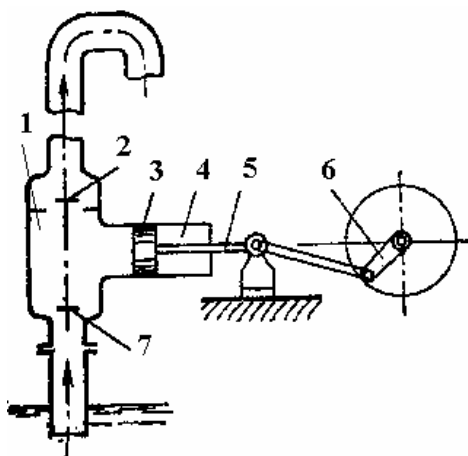
Насоси зворотно–поступальної дії відносяться, здебільшого, до об'ємних насосів витіснення, а роторні – до об'ємних насосів переміщення. Раніше, до поширення відцентрових насосів, поршневі насоси широко використовувалися в системах водопостачання та каналізації. Зараз у цих системах вони

застосовуються, здебільшого, як допоміжне обладнання (наприклад, як дозаторні насоси).

10.1. Поршневі та плунжерні насоси

Будова і принцип роботи поршневого насоса однобічної дії зображені на рис. 10.1. Такий насос складається із робочої камери (1), яка має усмоктувальний (7) і напірний (2) клапани, і робочого циліндра (4) з поршнем (3). Цей поршень рухається в циліндрі зворотно-поступально. До робочої камери приєднані усмоктувальний і напірний трубопроводи.

Під час руху поршня вправо напірний клапан (2) закривається, а усмоктувальний (7) відкривається, і в робочу камеру (1) засмоктується деякий об'єм рідини.



*Рис. 10.1 – Схема будови поршневого насоса однобічної дії:
1 – робоча камера; 2 – напірний клапан; 3 – поршень; 4 – циліндр; 5 – шток;
6 – кривошип; 7 – усмоктувальний клапан*

Під час руху поршня вліво усмоктувальний клапан закривається, а напірний відкривається, і рідина із робочої камери витісняється в напірний трубопровід. Таким чином, за один цикл (тобто за один поворот вала з кривошипним механізмом) вода в робочу камеру спочатку засмоктується, а потім із неї витісняється. В напірний трубопровід вода подається тільки під час циклу нагнітання. З цієї причини подача таких насосів дуже нерівномірна.

Більш рівномірну подачу мають насоси двобічної дії. У цих насосах (рис. 10.2) є дві робочі камери з обох боків робочого циліндра.

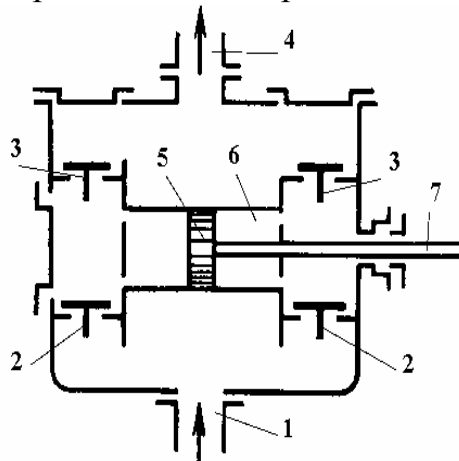


Рис. 10.2 – Схема будови поршневого насоса двобічної дії:

*1 – усмоктувальний трубопровід; 2 – усмоктувальні клапани; 3 – напірні клапани;
4 – напірний трубопровід; 5 – поршень; 6 – циліндр; 7 – шток*

Кожна камера обладнана усмоктувальним і напірним клапанами і приєднана до спільного усмоктувального і напірного трубопроводів. Завдяки цьому усмоктування і нагнітання рідини відбувається одночасно. Під час руху поршня вправо відбувається засмоктування рідини в ліву робочу камеру і, одночасно, витіснення її в напірний трубопровід із правої робочої камери. Під час руху поршня вліво навпаки, рідина засмоктується в праву камеру і витісняється із лівої. Таким чином, в напірний трубопровід вода поступає більш рівномірно.

З метою кращого вирівнювання подачі застосовують поршневі насоси з трьома циліндрами. Ці насоси складаються із трьох насосів однобічної дії, поєднаних спільним колінчатим валом. Кривошипи кожного із трьох насосів розміщені під кутом 120° один відносно одного.

Головними деталями поршневих насосів є циліндри, поршні, клапани, кривошипно-шатунні механізми. Циліндри і поршні – це найважливіші деталі. Вони повинні бути ретельно доглянуті та підігнані один до одного. На поршнях установлюються також ущільнюючі деталі у вигляді кілець або манжетів. Поверхні циліндрів і поршнів, а також ущільнюючі деталі дуже чутливі до зношування за наявності в рідині абразивних домішок. Тому поршневі насоси недоцільно застосовувати для забруднених рідин.

Плунжерні насоси за принципом дії аналогічні поршневим (рис. 10.3).

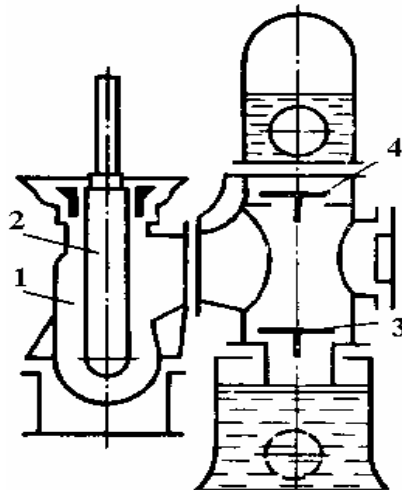


Рис. 10.3 – Схема плунжерного насоса:

1 – робоча камера; 2 – плунжер; 3 – усмоктувальний клапан; 4 – напірний клапан

У цих насосах замість поршня в середині робочого циліндра (1) в ущільнюючому сальнику рухається порожній циліндр – плунжер (2). Плунжерні насоси простіші в експлуатації за поршневі, тому що в них немає деталей, які швидко зношуються (поршневих кілець, манжетів і т. ін.). Ретельне оброблення потрібне тільки для поверхні плунжера, яка треться в сальнику. Нещільність між сальником і плунжером легше виявити і ліквідувати, ніж нещільність між поршнем і циліндром. Тому плунжерні насоси більше поширені в системах

водопостачання, каналізації і в будівництві. Ними можна перекачувати і забруднені рідини. Плунжерні насоси застосовують навіть для транспортування бетонних сумішей.

10.2. Штангові насоси

Для підйому води із свердловин і колодязів використовують поршневі штангові насоси звичайної конструкції і диференційної дії.

Штанговий насос звичайної конструкції працює так. Штангою з поверхні землі можна рухати поршень вверх – вниз. Сам насос (циліндр з усмоктувальним патрубком) занурюють у воду в свердловині. Під час руху поршня вверх напірний клапан K_n закривається, а усмоктувальний K_v відкривається, і через нього в циліндр поступає вода. Одночасно поршень піднімає собою стовп води, яка знаходиться в вертикальній частині напірного трубопровода над поршнем. Якщо цей стовп уже досяг патрубка, то частина води витече через нього. Під час руху поршня вниз клапан K_v закривається, а клапан K_n відкривається, і через нього вода перетікає з-під поршня в надпоршкову зону. Під час руху поршня вниз вода із напірного патрубка не витікає. Тобто такий насос працює як поршковий однобічної дії.

Більш рівномірну подачу має штанговий насос диференційної дії. У такого насоса вода в напірний патрубок поступає і під час руху поршня вверх і під час руху його вниз.

Штанговий насос диференційної дії у верхній частині має плунжер з діаметром більшим за діаметр штанги. Під час підйому поршня об'єм води, яка поступає в напірний патрубок, дорівнює

$$(F - f) S, \quad (10.1)$$

де: F – площа поршня, f – площа плунжера.

Об'єм води, яка засмоктується при цьому через клапан K_v , дорівнює FS . При опусканні поршня (а разом з ним і плунжера) плунжер витісняє в напірний патрубок об'єм води fS . Таким чином, за повний цикл (під час руху поршня вверх і вниз) об'єм води, який поступає в напірний патрубок, дорівнює FS , тобто він такий же, як і у штангового насоса звичайної конструкції, але розподілений він більш рівномірно.

10.3. Діафрагмові насоси

Діафрагмові насоси за принципом дії подібні до поршкових. Роль поршня в них виконує гнучка діафрагма, якій надається зворотний поступальний рух. Діафрагмові насоси можуть бути нагнітаючими (рис. 10.4, а) і з вільним виливом (рис. 10.4, б). Вони можуть мати ручний або механічний привід.

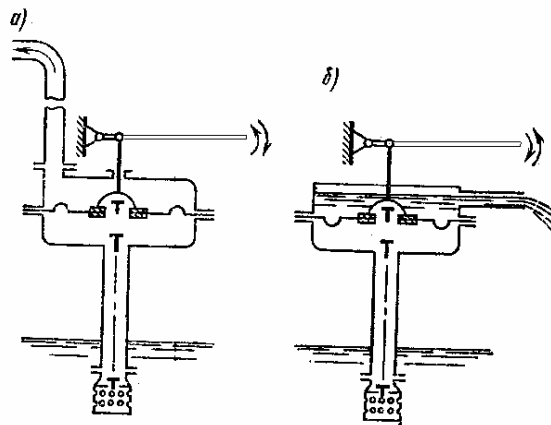


Рис. 10.4 – Схеми діафрагмових насосів.

Діафрагмові насоси мають, здебільшого, невеликий напір і часто застосовуються для водовідливу під час виконання будівельних робіт, а також під час ремонтних робіт на мережах водопостачання і каналізації. Такі насоси монтуються на спільній рамі з двигуном внутрішнього згорання або електродвигуном. В обох випадках для передачі зусилля слугує редуктор і кривошипно-шатунний механізм.

Діафрагмові насоси застосовуються і для транспортування мулу і шламу на очисних спорудах водопостачання і каналізації, а також як апарати для дозування реагентів на цих спорудах.

10.4. Шлангові насоси

Шлангові насоси останнім часом стали застосовувати для транспортування густого мулу виробничних стічних вод. Деякі закордонні фірми виробляють такі насоси з подачею до $60 \text{ м}^3/\text{год.}$ і з напором до 160 м вод. ст.

Принцип дії шлангового насоса зрозумілий за рис. 10.5. В корпусі (1) закріплено шланг (2) із гнучкого еластичного матеріалу (гума, пластмаса і т.ін.). На станині закріплені підшипники вала 3, а на валу закріплено ротор з роликками 5. При обертанні вала роликки набігають на шланг і обтискають його. Стиснене місце шланга під час обертання вала переміщуються від усмоктувальної частини шланга до напірної. Таким чином порції рідини також переміщуються від усмоктувального до напірного патрубка. Так влаштовані і шлангові насоси з декількома паралельно розміщеними шлангами. Корпус насоса до половини заповнюють маслом. Іноді замість роликків застосовують спеціальні обтискувачі кулачки.

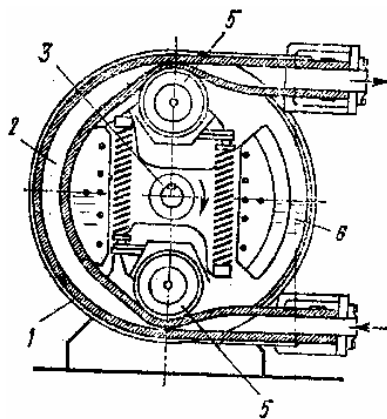


Рис. 10.5 – Схема шлангового насоса

Робочі органи шлангового насоса (вал, ролики та ін.) не контактують з рідиною, яку він перекачує. Тому такі насоси можна застосовувати для транспортування і дозування хімічно активних рідин і суспензій. До того ж матеріал шланга повинен бути стійким до дії цих рідин. Подача насоса регулюється зміною частоти обертання валу.

10.5. Гвинтові насоси

Гвинтові насоси за принципом дії належать до об'ємних роторних насосів. Бувають одно-, дво- і тригвинтові насоси. В системах водопостачання і каналізації найчастіше застосовують одногвинтові насоси.

Головними деталями такого насоса (рис. 10.6) є однозахідний гвинт із неіржавіючої або хромованої сталі і двохзахідна обойма із спеціальної гуми. Гвинт з'єднується з валом двигуна карданною передачею або іншим гнучким з'єднанням, яке допускає неспівпадання осі валу з віссю гвинта.

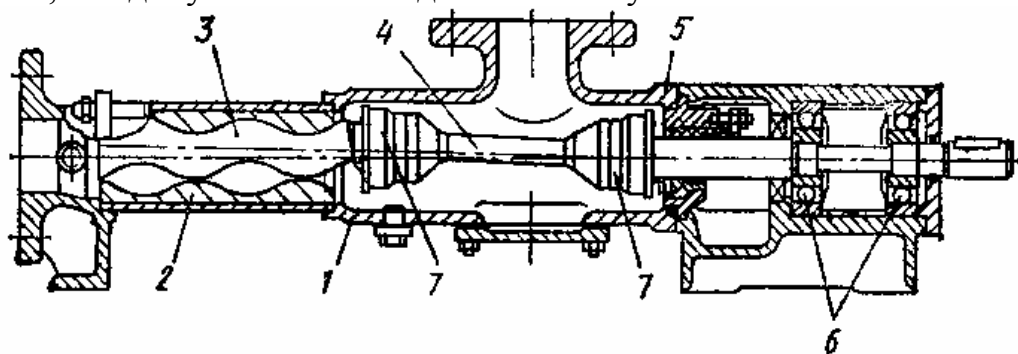


Рис. 10.6 – Конструкція одногвинтового насоса

1 – корпус; 2 – обойма; 3 – гвинт; 4 – карданний вал; 5 – кронштейн; 6 – підшипники;
7 – шарнірні з'єднання

Під час обертання валу двигуна гвинт здійснює в обіймі складний рух: обертається навколо власної осі, і, крім того, вісь гвинта обертається відносно осі двигуна (залишаючись паралельною до неї) з радіусом, який дорівнює ексцентриситету гвинта. До того ж між гвинтом і обоймою створюються

замкнені порожнини, які безупинно переміщуються від усмоктувальної до напірної камери.

Гвинтові насоси мають крутопадаючі характеристики, а характеристика $Q - H$ близька до лінійної. Промисловість випускає горизонтальні й вертикальні гвинтові насоси. Останні використовуються здебільшого для підйому води із свердловин та колодязів. Подача одnogвинтових насосів, які виробляються серійно, від 0,3 до 40 м³/год.

Гвинтові насоси з гумовими обоймами можна застосовувати для транспортування як чистих, так і забруднених і хімічно активних рідин. В системах водопостачання і каналізації гвинтові насоси використовують як дренажні в заглиблених насосних станціях і для дозування реагентів на станціях очищення води.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Які насоси належать до об'ємних? Наведіть схему та принцип роботи поршневих та плунжерних насосів.
2. Дайте характеристику штангових та діафрагмових насосів.
3. Наведіть схему та принцип роботи шлангових насосів.
4. Наведіть схему та принцип роботи гвинтових насосів.

ТЕМА 11. НАСОСИ ТЕРТЯ І ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ ЗОВНІШНЬОГО ПОТОКУ

До цієї групи належать ті насоси, у яких енергія рідини передається внаслідок використання сил тертя або використання енергії зовнішнього потоку. Із таких насосів в системах водопостачання і каналізації використовуються вихрові, шнекові, вібраційні, струминні і повітряні водопідіймачі (ерліфти).

11.1. Вихрові насоси

Вихрові насоси – це насоси тертя із спеціальними робочими колесами і боковими каналами в корпусі. Деякі автори характеризують їх як лопасні. На думку деяких авторів, вихрові насоси належать до насосів змішаної дії. В них однаково важливу роль відіграють і сили рідинного тертя, і силова дія лопаток на рідину. Завдяки простій конструкції, малій вазі і невеликим габаритам ці насоси широко розповсюджені. Схема вихрового насоса зображена на рис. 11.1.

Під час обертання робочого колеса рідина захоплюється лопатками біля входу (1) в кільцевий канал (2). Потім під дією відцентрової сили вона викидається в цей канал, захоплюється лопатками знову і ще раз викидається. За один оберт робочого колеса частина рідини кілька разів захоплюється лопатками і викидається в кільцевий канал. Завдяки силі рідинного тертя до такого руху залучається уся маса рідини, яка знаходиться в кільцевому каналі.

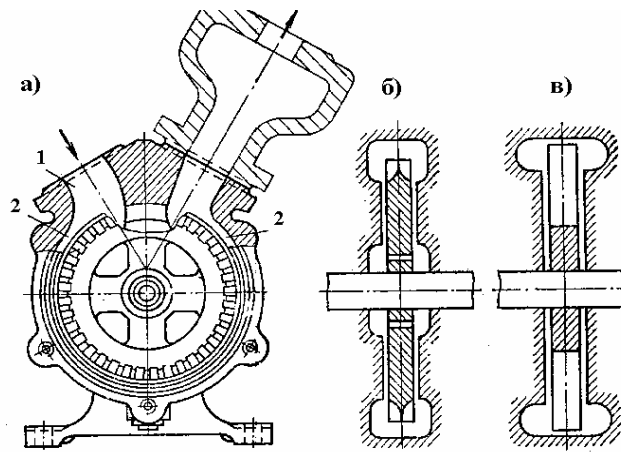


Рис. 11.1 – Схема вихрового насоса.

а) – поперечний розріз; б) – колесо закритого типу; в) – колесо відкритого типу.

Одночасно в каналі створюється складний вихровий потік рідини (тому і насоси називають вихровими). Тому під час проходження від входу в кільцевий канал до виходу із нього кожна частина рідини декілька разів отримує приріст енергії. Отже, при однакових діаметрах робочого колеса вихрові насоси створюють напір в 2 – 4 рази більший за відцентрові. Завдяки цьому вихрові насоси мають менші габарити і масу у порівнянні з відцентровими насосами таких же робочих параметрів. Важливою перевагою вихрових насосів є їх здатність до самозасмоктування рідини, що дуже полегшує їхню експлуатацію.

Робочі колеса вихрових насосів можуть бути закритого і відкритого типу. Закрите колесо (рис. 11.1, б) – це плоский диск з короткими лопатками, розміщеними на його периферії. Відкрите колесо (рис. 11.1, а) – це ступиця з довгими радіальними лопатками. Кількість лопаток у відкритих колесах від 12 до 24, а у закритих – від 18 до 30.

Вихрові насоси випускають з подачею 1-50 м³/год. при напорах 25-100 м вод. ст. Висота усмоктування 4–8 метрів.

До недоліків вихрових насосів належать відносно низький коефіцієнт корисної дії (25 – 45%) й швидке зношування робочих колес і ущільнюючих площин під час подачі рідини з абразивними домішками.

Промисловість виробляє одноступеневі вихрові насоси таких типів:

- ВК – вихровий консольний;
- ВКС – вихровий консольний самозасмоктуючий;
- ВКО – вихровий консольний з підігрівом для транспортування густих рідин при звичайній температурі рідин (наприклад мазуту).

На напірних патрубках насосів ВКС є повітряні ковпаки з пристроями для відділення повітря від рідини.

Характеристики $Q - H$ і $Q - N$ у вихрових насосах близькі до лінійних. В позначенні марки вихрових насосів, крім букв, які показують тип насоса, наводяться подача і напір. Наприклад, маркою ВКС – 2/26 позначено вихровий консольний самозасмоктуючий насос з номінальною подачею 2 л/с при напорі 26 м вод. ст.

Вихрові насоси застосовують у тих випадках, коли потрібна невелика

подача при відносно великих напорах. Самозасмоктуючі вихрові насоси найчастіше використовують як дренажні для відкачки води із приміщень заглиблених насосних станцій.

Відцентрово – вихрові насоси мають два робочих колеса: відцентрове і вихрове. Це двоступеневі насоси змішаної дії. Здебільшого відцентрове колесо розміщується перед вихровим, тобто рідина потрапляє спочатку у відцентрове колесо, де створюється невеликий напір, а потім у вихрове колесо, де напір підвищується. Під час такого поєднання робочих колес досягають великих напорів при відносно невеликій подачі.

На рис. 11.2 зображено відцентрово – вихровий насос типу ЦВК (відцентрово – вихровий консольний). Такі насоси виготовляють з подачами 14 – 36 м³/год. і напорами до 280 м вод. ст. Ці насоси мають однобічний осьовий підвід рідини.

Графіки характеристик насосів типу ЦВК близькі до прямих ліній. Коефіцієнт корисної дії досягає 45 – 48%. В позначення марки насоса, крім букв, входить подача і напір насоса при максимальному к. к. д. (як і у вихрових насосах).

Насоси типу ЦВК використовують здебільшого в контурах підживлення для водонагрівачів котлів малої потужності. Але їх можна застосовувати і для систем водопостачання невеликих об'єктів, коли необхідно створити великі напори.

Насоси ЦВК можуть бути обладнані повітряними ковпаками для створення самозасмокуючого ефекту.

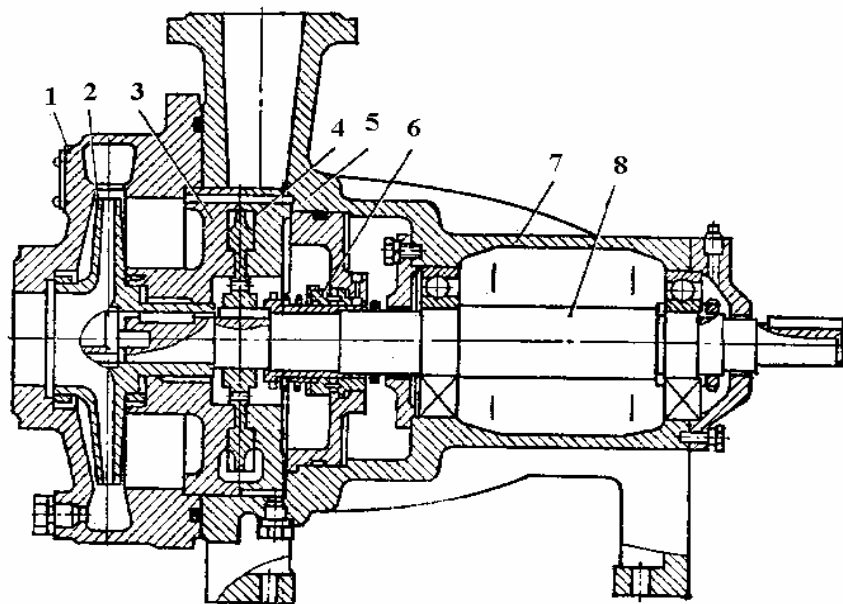


Рис. 11.2 – Відцентрово – вихровий насос типу ЦВК:

1 – кришка корпусу; 2 – відцентрове колесо; 3 – вставка корпусу; 4 – вихрове колесо;
5 – корпус; 6 – сальник; 7 – кронштейн; 8 – вал

Вільно-вихрові насоси (інколи їх називають *смерчковими*) призначені для транспортування стічних вод, які містять домішки відносно великих розмірів.

Вони позначаються буквами СДС або СМС. СДС – для стічних вод, динамічний, вільновихровий («свободно-вихревой»); СМС – стічно-масний вільновихровий. За принципом дії ці насоси належать до лопасних насосів тертя (як і вихрові).

Відкрите робоче колесо розміщене в кишені задньої стінки корпусу насоса. До того ж перед торцем колеса вбудовується камера, яка вільна від рухомих деталей. Ширина цієї камери дорівнює діаметру напірного патрубку. Через робоче колесо проходить тільки частина загального потоку рідини, що поступає в насос. Цей, так званий, циркуляційний потік $Q_{\text{ц}}$ складає 15 – 25% від подачі насоса. Решті рідини $Q_{\text{о}}$, яка поступає в насос, енергія передається шляхом вихрового енергообміну з циркуляційним потоком. Широка проточна камера без рухомих деталей і відкрите робоче колесо сприяють тому, що насос практично не закупорюється і, як наслідок, суттєво знижуються затрати праці на його експлуатацію. Але коефіцієнт корисної дії вільно-вихрових насосів (45 – 55%) нижчий, ніж у відцентрових. Зараз промисловість виробляє вільно-вихрові насоси з подачею 80 - 250 м³/год.

11.2. Шнекові насоси

Шнекові насоси (гвинти Архімеда) за принципом дії належать до насосів тертя. В цих насосах рідина переміщується через гвинтовий шнек в напрямі його осі. В Україні ці насоси не набули поширення, але за кордоном вони застосовуються в системах каналізації для підйому стічних вод на порівняно невелику висоту (до 7 – 8 метрів). Схема шнекової установки такого призначення зображена на рис. 11.3.

Робочим органом такого насоса є довгий шнек, який конструктивно виготовлено в вигляді трубчатого валу з навітою на нього спіраллю із листового металу. Завивка може бути одно-, дво- і тризахідною (здебільшого шнеки роблять тризахідними). Шнек установлюють в лоток із металу або залізобетону. Для збільшення об'ємного к. к. д. зазори між шнеком і лотком повинні бути мінімальними.

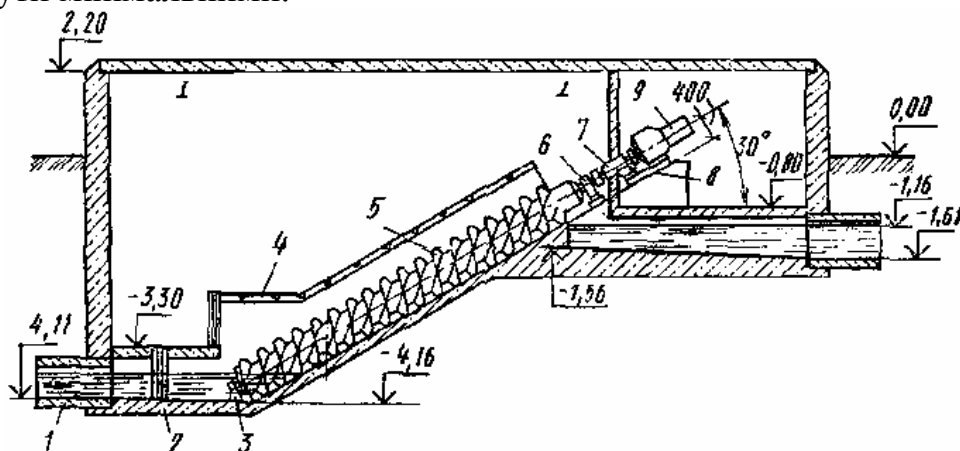


Рис. 11.3 – Шнекова насосна установка

1 – вхідний колектор; 2 – шибер; 3 – нижня опора шнека; 4 – захисне огородження;
5 – шнек; 6 – верхня опора; 7 – підшипник; 8 – редуктор; 9 – електродвигун

Лоток із шнеком розміщують з нахилом до горизонту під кутом 25 – 35°. Зверху лоток закривають захисним кожухом. Довжина шнека залежить від висоти підйому рідини і від кута його нахилу. Швидкість обертання шнека приймають такою, щоб окільна швидкість руху на його зовнішньому діаметрі була 2 – 5 м/с. Найчастіше частота обертання шнека знаходиться в діапазоні 20 – 100 об/хв. Тому в склад шнекової насосної установки входить редуктор або ремінна передача, щоб знизити частоту обертання привідного електродвигуна. Нижня підшипникова опора шнека знаходиться під рівнем рідини. Тому її герметизують сальником і змащують маслом.

До складу шнекового насосного агрегату, який поставляється виробником, входять шнек з опорами, редуктор і електродвигун. Інколи до нього вносять і металічний лоток.

Шнекові агрегати прості і надійні в експлуатації і мають досить високий к. д. (65 – 75%), але вони дуже масивні і громіздкі. Головною їх перевагою є можливість транспортування рідини з великими (до 100 мм) домішками, що суттєво спрощує експлуатацію насосної станції. Подачу шнекового насоса можна регулювати зміною швидкості обертання шнека. В літературі описані шнекові насоси з подачами до 16000 м³/год. і з напорами до 8 м.

11.3. Гідроструминні насоси

Гідроструминні насоси належать до насосів тертя. В основу їхньої дії покладено принцип безпосередньої передачі кінетичної енергії від робочої рідини до тієї, яку перекачують. В залежності від різновиду робочої рідини, а також від тієї рідини, яку необхідно транспортувати, гідроструминні насоси часто називають гідроелеваторами або ежекторами. Схема гідроструминного насоса зображена на рис. 11.4.

Якщо не врахувати втрати напору, то питомий запас повної енергії (потенційної і кінетичної) для потоку рідини буде постійним. Згідно з рівнянням Бернуллі, цей запас дорівнює

$$E_{\text{пот}} = \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2g}. \quad (11.1)$$

Це явище і використовується в гідроструминних насосах.

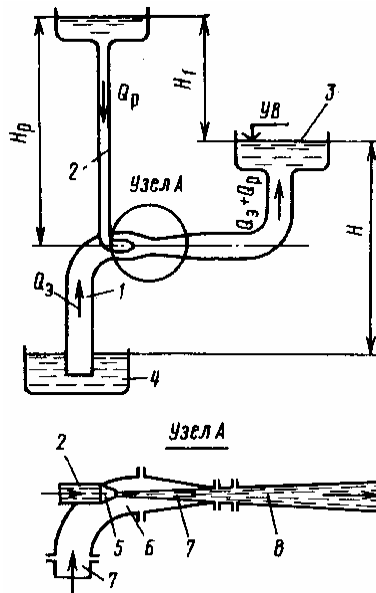


Рис. 11.4 – Схема установки струминного насоса

1 – усмоктувальна труба; 2 – напірна труба; 3, 4 – збірний і нижній резервуари; 5 – сопло; 6 – усмоктувальна камера; 7 – камера змішування; 8 – дифузор; 9 – трубопровід

Робоча рідина під напором по трубі 2 подається в сопло 5. В соплі її швидкість і кінетична енергія зростають, а потенційна енергія і, відповідно, тиск зменшуються. За досить великої швидкості рідини в соплі тиск в камері 6 стане меншим, ніж атмосферний, тобто там виникне вакуум. Внаслідок цього під дією атмосферного тиску вода із нижнього резервуару 4 по трубі 1 буде підніматися в камеру 6 і потім в камеру 7. В камері змішування потоки робочої рідини і рідини, що піднімається, змішуються. Одночасно робоча рідина віддає частину своєї енергії тій рідині, яку піднімає. Потім змішаний потік рідини поступає в дифузор 8, де його швидкість поступово зменшується, а статичний напір збільшується. Далі по напірному трубопроводу суміш подається в збірний резервуар 3.

Розрахунок гідроструминних насосів при заданих Q_z , Q_p , H і H_1 зводиться до знаходження оптимального діаметра отвору сопла, діаметра і довжини камери змішування, а також розмірів дифузора.

Відношення витрати Q_z рідини, яка піднімається, до витрати Q_p робочої рідини називають коефіцієнтом інжекції (або коефіцієнтом підмішування):

$$\alpha = \frac{Q_z}{Q_p}. \quad (11.2)$$

Відношення висоти підйому рідини H до робочого напору H_1 називають коефіцієнтом напору:

$$\beta = \frac{H}{H_1}. \quad (11.3)$$

Коефіцієнт корисної дії струминного насоса дорівнює добутку коефіцієнтів інжекції і напору:

$$\eta = \alpha \cdot \beta. \quad (11.4)$$

У кращих конструкцій гідроструминних насосів к. к. д. досягає 25 – 30%.

Гідроструминні насоси застосовуються для підйому води із свердловин, для водовідливу і водопониження під час будівельних робіт, для підмішування гарячої води в системах опалення. На каналізаційних очисних спорудах ці насоси використовують для видалення мулу із пісколовок і для перемішування мулу в метантенках. Гідроструминні насоси можна також пристосувати для відкачки повітря із відцентрових насосів перед їхнім пуском.

Перевагами гідроструминних насосів є простота конструкції, відсутність рухомих деталей, надійність в роботі, невеликі габарити і невелика вартість. До недоліків можна віднести низький коефіцієнт корисної дії і необхідність подачі до сопла відносно великої кількості робочої рідини під високим тиском.

11.4. Повітряні водопідіймачі (ерліфти)

Повітряні водопідіймачі (найчастіше їх називають *ерліфтами*) належать до насосів-апаратів, в яких енергія рідині передається безпосередньо від потоку стисненого повітря. Раніше ці водопідіймачі широко використовувалися для підйому води із свердловин. Тепер для цього більше використовуються відцентрові свердловинні насоси. Сьогодні ерліфтами найчастіше користуються для відкачки із свердловин води з піском після буріння свердловини перед установкою занурювальних відцентрових насосів (для прокачки свердловин). Як головне насосне обладнання свердловини їх застосовують у тих випадках, коли із води необхідно видалити газ. Останнім часом ерліфти стали застосовувати для транспортування активного мулу на очисних спорудах каналізації.

В основу дії ерліфтів покладено закон сполучених посудин. У водопідйомну трубу 3 (рис. 11.5) по трубі 4 через форсунку 2 подають стиснене повітря. Роздрібнене форсункою повітря змішується з водою і створює водоповітряну емульсію. Сполученими посудинами тут є заповнена водою свердловина і водопідйомна труба, яка заповнена емульсією. Оскільки густина емульсії менша за густину води, то її верхній рівень підніметься над рівнем води.

Водоповітряна емульсія буде підніматися по водопідйомній трубі на висоту H_r у тому випадку, якщо

$$\rho_B \cdot g \cdot h = \rho_{em} \cdot g \cdot (H_r + h), \quad (11.5)$$

де: ρ_B – густина води; ρ_{em} – густина емульсії; g – прискорення сили ваги; h – глибина занурення форсунки під динамічний рівень; H_r – геодезична висота підйому емульсії.

Отже, висота підйому води H_r залежить від відношення густин води і емульсії, а також від глибини занурення форсунки.

Піднявшись до верху труби 3, емульсія потрапляє в бак-сепаратор 6, де за допомогою відбивача 8 вода відділяється від повітря. Потім вода по трубі 5 рухається до споживача, а повітря через трубу 7 виходить в атмосферу.

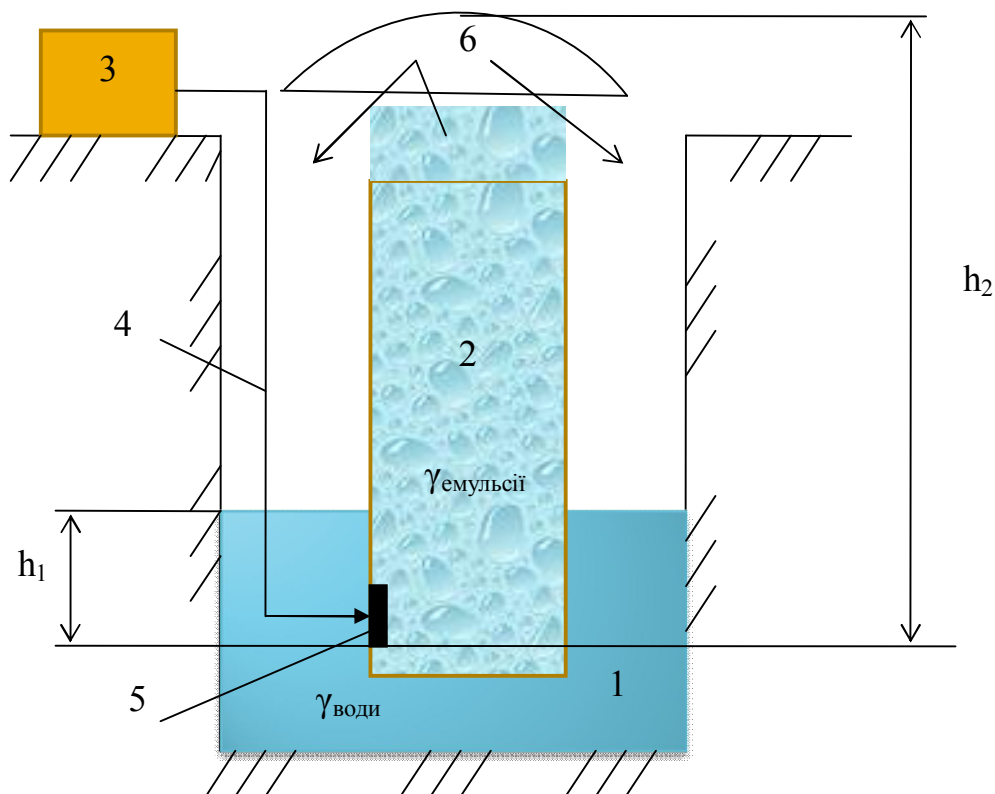


Рис. 11.5 – Схема установки повітряного водопідіймача:
1 – свердловина; 2 – водопідіймна труба; 3 – компресор; 4 – труба подачі стисненого повітря; 5 – форсунка; 6 – сепаратор

Повітряні водопідіймачі серійно не випускаються. Їх конструюють і роблять по них розрахунки індивідуально та виробляють на замовлення. Розрахунки з виготовлення повітряного водопідіймача зводиться до визначення глибини занурення форсунки, витрати повітря, яке необхідне для забезпечення потрібної витрати води, а також подачі, тиску і потужності компресора.

Глибину занурення форсунки визначають за коефіцієнтом занурення

$$K = \frac{H}{H_2}. \quad (11.6)$$

Значення цього коефіцієнта наведено в табл. 11.1.

Таблиця 11.1 – Залежність коефіцієнта занурення і коефіцієнта корисної дії ерліфта від висоти підйому

Показник	Висота підйому емульсії H_2 в метрах				
	до 15	15 – 30	30 – 60	60 – 90	90 – 120
K	3,0 – 2,5	2,5 – 2,2	2,2 – 2,0	2,0 – 1,75	1,75 – 1,65
к. к. д.	0,59 – 0,57	0,57 – 0,54	0,54 – 0,50	0,50 – 0,41	0,41 – 0,40

Нижній кінець водопідіймної труби повинен бути на 3 – 6 метрів нижче форсунки.

Необхідну витрату повітря визначають через, так звану, питому витрату. Питома витрата повітря – це кількість повітря в м^3 , яка необхідна для підйому 1 м^3 води при заданому к. к. д. ерліфта ($\eta_{\text{ер}}$) і величині атмосферного тиску. Питома витрата повітря визначається за формулою:

$$q = \frac{H_z}{23 \cdot \eta_{ep} \cdot \lg \frac{H - H_z + 10}{10}}. \quad (11.7)$$

Ця формула отримана на основі аналізу роботи, яку компресор виконує при ізотермічному стисненні повітря.

Кількість повітря, яку необхідно подати для підйому води витратою Q , буде дорівнювати

$$W = q \cdot Q. \quad (11.8)$$

Наведені формули дійсні для нормального атмосферного тиску і температури повітря 15 °С. При інших значеннях температури і тиску повітря в них слід вносити поправки. Для України поправочний коефіцієнт дорівнює 1,2, тобто

$$W_{\text{компресора}} = 1,2 \cdot W. \quad (11.9)$$

Робочий тиск повітря, необхідний для роботи водопідіймача:

$$P_{\text{пов}} = 0,1 \cdot (H - H_z + \Sigma h_{\text{пов}}), \text{ кгс/см}^2, \quad (11.10, \text{ а})$$

$$P_{\text{пов}} = 0,01 \cdot (H - H_z + \Sigma h_{\text{пов}}), \text{ МПа}, \quad (11.10, \text{ б})$$

де $\Sigma h_{\text{пов}}$ – сума втрат напору в трубах від компресора до форсунки.

Розміщення водопідіймної та повітряної труб може бути паралельним або центральним. При паралельному розміщенні повітряна труба проходить в свердловині поряд з водопідіймною, а при центральному – всередині водопідіймної.

Для видалення із повітря масла від компресора і парів води на повітряній лінії влаштовують повітряний резервуар – ресивер.

Перевагами повітряних водопідіймачів є простота конструкції, надійність в роботі, можливість підйому води з піском, можливість використання викривлених і невертикальних свердловин малого діаметру. Головний недолік – низький коефіцієнт корисної дії (20 – 25%).

11.5. Гідравлічні тарани

Гідравлічний таран – це водопідіймач, який працює за принципом використання явища гідравлічного удару в трубах. Його схема зображена на рис. 11.6.

В гідротарані вода піднімається за рахунок кінетичної енергії маси рідини в трубі живлення 1. Їх доцільно застосовувати в місцевості, де є відповідний топографічний рельєф (наприклад в гірській місцевості). Для роботи гідротарану необхідне джерело живлення 7 з напором H_1 не менше ніж 1 – 2 метри.

Перед початком роботи гідротарана засувка на трубі 1 закрыта. Випускний клапан 2 під дією власної ваги (або ще й пружини) знаходиться у відкритому положенні і може випускати воду із труби 1 назовні, а напірний клапан 3 закритий. Під час відкривання засувки вода із джерела 7 по трубі живлення 1 під напором H_1 через клапан 2 почне витікати в атмосферу із зростаючою швидкістю. При підвищенні швидкості до деякої величини гідродинамічний тиск на клапан 2 знизу вгору зросте настільки, що пересилить вагу клапана (або

вагу клапана і силу пружини) і закриє його. Одночасно в трубі живлення виникне гідравлічний удар і тиск в ній різко зросте.

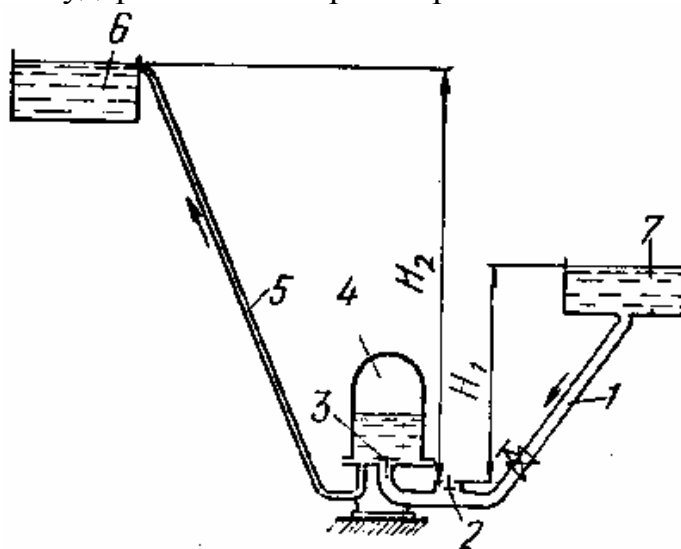


Рис. 11.6 – Схема установки гідравлічного тарана:

1 – труба живлення; 2 – випускний (ударний) клапан; 3 – напірний клапан; 4 – повітряний ковпак; 5 – напірний трубопровід; 6 – напірний бак; 7 – джерело

Як тільки цей тиск стане більшим за тиск у повітряному ковпаці 4, напірний клапан 3 відкриється, і вода почне надходити через нього в повітряний ковпак. Коли напір в повітряному ковпаку стане більшим за величину H_2 , вода з нього буде витікати через напірну трубу 5 в резервуар 6. З моменту виникнення гідравлічного удару (тобто з моменту закриття клапана 2) хвиля високого тиску почне розповсюджуватися по трубі 1 в напрямі джерела живлення 7. Коли ця хвиля досягне джерела, від нього в зворотному напрямі почне розповсюджуватися відповідна їй відбита хвиля пониженого тиску. До того часу, поки хвиля пониженого тиску не досягне клапана 3, він буде відкритим, і вода через нього надходитиме в повітряний ковпак. Коли ця хвиля дійде до клапанів, то тиск під ними знизиться і стане меншим за атмосферний. Внаслідок цього клапан 3 закриється, а клапан 2 під дією зовнішнього атмосферного тиску відкриється. Надалі такий робочий цикл буде повторюватися. Гідравлічний таран діє автоматично в пульсуючому режимі. Частота пульсацій залежить від довжини труби 1. Якщо цю трубу зробити занадто короткою, то клапани не будуть встигати спрацьовувати. Мінімальний (без урахування часу розгону води в трубі) період робочого циклу гідротарана в секундах приблизно можна визначити за формулою:

$$T_{\text{с.т.}} \approx \frac{4 \cdot L_1}{1000}, \quad (11.11)$$

де L_1 – довжина трубопроводу 1 в метрах.

Через гідротаран повинна витікати кількість води, яка в декілька разів перевищує його подачу. Висота підйому гідротарана H_2 залежить від висоти H_1 (точніше кажучи, від швидкості води в трубі 1, з якою вона витікає через клапан 2). В літературі описано конструкції гідротаранів з подачею до $65 \text{ м}^3/\text{год.}$ і з напорами до 150 м вод. ст. Іноді їх застосовують для сезонного водопостачання

11.6. Водокільцеві вакуумні насоси

Вакуумнасоси призначені для відкачування повітря з усмоктувальних ліній відцентрових насосів під час заповнення їх водою перед пуском, а також тоді, коли необхідно відкачати повітря із системи і створити вакуум. Водокільцеві вакуумнасоси за принципом дії належать до об'ємно-динамічних. Схема такого насоса зображена на рис. 11.7.

На валу насоса закріплено робоче колесо з радіальними лопатками, яке розміщено ексцентрично щодо циліндричної камери (корпусу). В торцях циліндричної камери біля ступиці робочого колеса є два серповидних отвори 7 і 5, які з'єднані, відповідно, з усмоктувальним та напірним патрубками насоса.

Перед пуском водокільцевого насоса в його корпус необхідно залити воду (приблизно до осі). Тоді під час обертання робочого колеса його лопатки відкинуть цю воду до стінок циліндричної камери. Одночасно виникне водяне кільце, яке буде розміщене концентрично щодо камери насоса і ексцентрично щодо колеса. Товщина кільця повинна бути такою, щоб воно торкалося ступиці робочого колеса. Між ступицею робочого колеса, лопатками, торцями камери і внутрішньою поверхнею водяного кільця виникнуть замкнені порожнини. Під час обертання робочого колеса порожнини будуть обертатися разом з ним. Внаслідок ексцентричності водяного кільця щодо колеса, об'єм кожної порожнини під час обертання буде змінюватися. Протягом першої половини оберту об'єм буде збільшуватися.

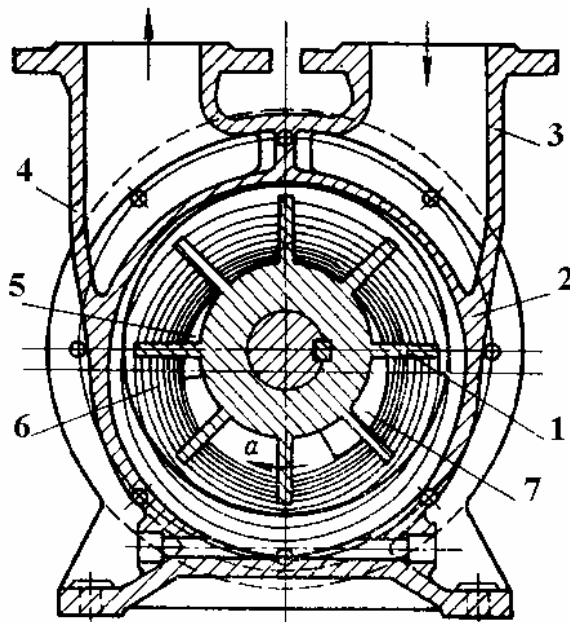


Рис. 11.7 – Схема водокільцевого вакуумнасоса:

1 – робоче колесо; 2 – корпус; 3 – усмоктувальний патрубок; 4 – напірний патрубок;
5 – напірний серповидний отвір; 6 – водяне кільце; 7 – усмоктувальний серповидний отвір

Зі збільшенням замкнутого об'єму виникне вакуум і через торцьовий серповидний отвір 7 в нього буде поступати повітря. На протязі другої половини оберта об'єм порожнини зменшується, повітря стискується і при

досягненні об'ємом вихідного серповидного отвору 5 воно виштовхується через напірний патрубок 4 в атмосферу (або в трубопровід). Якщо усмоктувальний патрубок вакуумнасоса з'єднати з герметичним об'ємом (наприклад, з усмоктувальним трубопроводом відцентрового насоса), то в ньому, внаслідок постійного висмоктування повітря, виникне вакуум.

З метою запобігання перегріву води у водяному кільці до вакуумнасоса підводять свіжу воду, яка безперервно циркулює. Витрата циркуляційної води складає $0,2 - 0,5 \text{ м}^3/\text{год.}$ в залежності від потужності вакуумнасоса.

Водокільцеві насоси можуть використовуватися як вакуумнасоси і як компресори або повітродувки. В першому випадку вони позначаються ВВН – водокільцевий вакуумний насос, а в другому – буквами ВК – водокільцевий компресор. Вони відрізняються, в основному, тільки комплектом поставлення. З вакуумнасосами поставляються водовідокремлювачі, які призначені для відокремлення води, що засмоктується разом з повітрям. Компресори такого водовідокремлювача не мають.

Промисловість випускає водокільцеві вакуумнасоси марок ВВН-0,75; ВВН-1,5; ВВН-3; ВВН-6; ВВН-12; ВВН-25 і ВВН-50. Їхня подача, відповідно, від 0,75 до $50 \text{ м}^3/\text{хв.}$ Номінальна подача (відкачування) повітря вакуумнасосом відповідає показу величини вакууму 6 м вод. ст. Величина подачі цих насосів залежить від величини вакууму (особливо в зоні великих розріджень). Це слід враховувати, якщо величина вакууму перевищує 6 метрів.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Які насоси належать до насосів тертя і використання енергії зовнішнього потоку? Наведіть схему вихрового насосу, дайте пояснення до неї.
2. Наведіть схему шнекового насосу, дайте пояснення до неї.
3. Наведіть схему гідроструменевого насосу, дайте пояснення до неї.
4. Наведіть схему повітряного водопідіймача (ерліфта). Назвіть галузь їх застосування.
5. Наведіть схему гідравлічного тарана. Назвіть галузь його застосування.
6. Наведіть схему водокільцевого вакуумного насоса, дайте пояснення до неї.

ТЕМА 12. ПОВІТРОДУВКИ, КОМПРЕСОРИ

На спорудах для очищення стічних вод, до складу яких входять аеротенки або подібні до них споруди для біологічного очищення, необхідно подавати багато повітря під відносно невеликим тиском. З цією метою використовують повітродувки або компресори. До *повітродувок* належать апарати, які створюють тиск до 0,3 МПа (до 3 атмосфер) і не мають спеціальної системи охолодження, а до *компресорів* – апарати, які створюють тиск більше 0,3 МПа і здебільшого мають спеціальну систему водяного охолодження. Подачу повітродувок і компресорів виражають в $\text{нм}^3/\text{год.}$, або в $\text{нм}^3/\text{хв.}$, тобто в нормальних кубічних метрах повітря при абсолютному тиску 0,1 МПа (1 атмосфера) і при температурі 20 °С.

12.1. Повітродувки

В системах водопостачання та каналізації найчастіше застосовуються турбоповітродувки та водокільцеві повітродувки.

Турбоповітродувки – це відцентрові апарати, принцип дії яких такий же, як і у відцентрових насосах. Головними вузлами таких турбоповітродувок є корпус і ротор з одним або кількома робочими колесами. Одноступеневі повітродувки створюють напір до 200 – 300 мм вод. ст. Багатоступеневі повітродувки можуть створювати тиск до 0,3 МПа (3 атмосфер). В залежності від величини подачі повітродувки поділяють на малі, середні і великі. До малих належать такі: ТВ-42-1,4; ТВ-50-1,6; ТВ-50-1,9; ТВ-60-1,8; ТВ-80-1,4; ТВ-80-1,6; ТВ-80-1,8; ТВ-175-1,6; ТВ-200-1,25 і ТВ-200-1,4. В позначенні марки повітродувок букви означають – турбоповітродувка (в російській мові «турбовоздуходувка»), перше число – подача в $\text{нм}^3/\text{хв.}$, друге число – тиск, який створює повітродувка в $\text{кгс}/\text{см}^2$ (тобто в атмосферах).

На рис. 12.1 показано розріз турбінної повітродувки. Корпус повітродувки чавунний, литий, з горизонтальним роз'ємом. Робочі колеса зварені зі сталі. Вал ротора обертається в підшипниках. Номінальна потужність 55 – 250 кВт, коефіцієнт корисної дії 0,7 – 0,75.

Швидкість обертання ротора в турбоповітродувках значно більша, ніж у відцентрових насосах. Тому для охолодження підшипників потрібно підводити воду. Для створення високої швидкості обертання ротора між електродвигуном і повітродувкою часто ставлять редуктор.

Через високі швидкості руху повітря, повітродувки, а особливо компресори, дуже чутливі до домішок в повітрі (вони діють на проточну частину апарата як абразив). Тому на повітрозабірних трубах компресорних станцій ставлять спеціальні фільтри для уловлювання пилу.

Характеристики турбінних повітродувок аналогічні характеристикам лопасних насосів. Тільки по осі ординат відкладають не напір, а різницю тисків ΔP на виході і вході повітродувки.

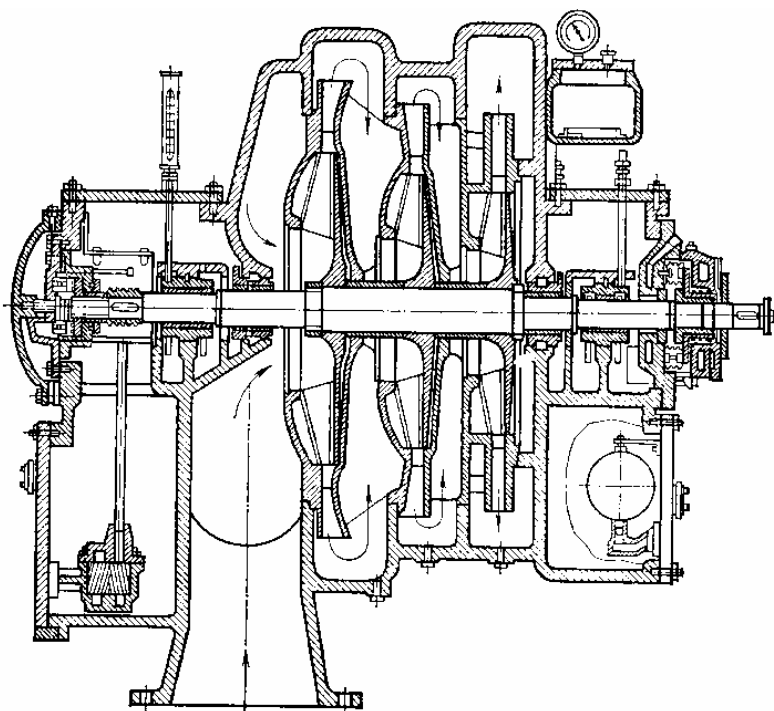


Рис. 12.1 – Розріз трьохступеневої турбінної повітродувки

Здебільшого характеристики $Q - \Delta P$ повітродувок лабільні, тобто мають очевидно виражений максимум в зоні малих або середніх подач. Враховуючи те, що повітря легко стискається, такі характеристики призводять до нестабільної роботи повітродувки (до помпажу) під час підвищення тиску в системі понад допустимий. Явище помпажу найбільш небезпечне під час паралельної роботи кількох повітродувки в одній системі. Заводи-виробники постачають разом з повітродувками так звані протипомпажні пристрої, що є спеціальними клапанами, які автоматично відкриваються при підвищенні тиску понад критичний. В системах очищення стічних вод аеротенки працюють в стабільному режимі і небезпека виникнення помпажу невелика. Тому в таких випадках влаштовують єдиний спільний пристрій для захисту усієї системи від виникнення помпажу. Такий пристрій складається зі швидкодіючої засувки на скидному патрубку.

Потужність повітродувки можна визначити за формулою:

$$N = \frac{L_{ao} Q}{102 \eta_m \eta_{ao} \eta_{ob}} \text{ кВт}, \quad (12.1)$$

де: Q – подача повітродувки в $\text{м}^3/\text{с}$;

$L_{ад}$ – робота адіабатичного стиснення 1 м^3 повітря в кГм ;

η_m – механічний к. к. д. (0,97 – 0,99);

$\eta_{ад}$ – адіабатичний к. к. д., який виражає величину співвідношення роботи адіабатичного стиснення до повної роботи і дорівнює 0,6 – 0,75;

$\eta_{об}$ – об'ємний к. к. д., який враховує втрати і перетікання повітря і дорівнює 0,95 – 0,98.

Роботу адіабатичного стиснення 1 м^3 повітря в $\text{кГм}/\text{м}^3$ можна визначити за формулою:

$$L_{ad} = 35000 \cdot P_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{0,29} - 1 \right] \text{ кВт}, \quad (12.2)$$

де P_1 і P_2 – початковий і кінцевий абсолютний тиск повітря в кг/см^2 (в атмосферах). При розрахунках за цією формулою користуються номограмами.

На потужність повітродувок і компресорів великий вплив має температура повітря. Тому місце, звідки забирається повітря, обирають таким чином, щоб повітря було якомога холоднішим.

12.2. Компресори

В системах водопостачання і каналізації найбільш розповсюджені турбінні, ротаційні та поршневі компресори. Турбінні компресори за принципом дії нічим не відрізняються від розглянутих у попередньому параграфі турбоповітродувок. Вони мають тільки більшу кількість робочих коліс (щоб створювати більший тиск) і мають спеціальну систему охолодження, за якою циркулює вода.

Ротаційні компресори. Головним робочим органом ротаційного компресора є ротор 1, в якому вільно ковзають пластини 2 (рис. 12.2). Ротор розміщено ексцентрично всередині циліндричного корпусу 3. Тому між внутрішньою поверхнею корпусу і зовнішньою поверхнею ступиці ротора створюється серповидний простір. Під час обертання ротора пластини, які розміщені в пазах, під дією відцентрових сил (а інколи і під дією пружин) щільно притискаються до стінок циліндра. До того ж серповидний простір між ротором і стінками циліндра розділяється на ряд окремих камер різного об'єму. Із обертанням ротора об'єм кожної камери змінюється. За принципом дії це подібно до водокільцевого вакуумнасоса, тільки з використанням іншого способу створення камер перемінного об'єму.

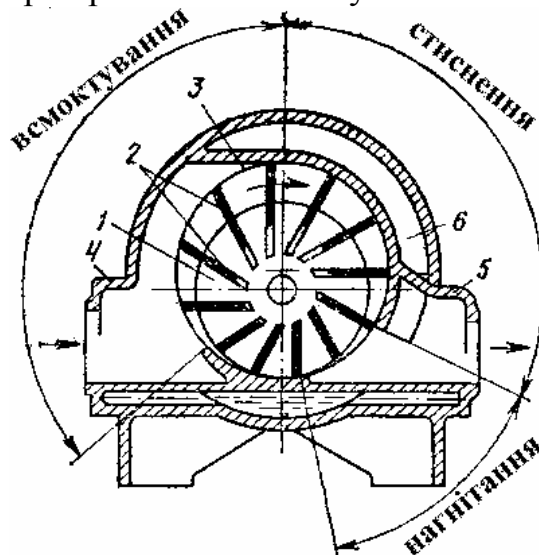


Рис. 12.2 – Схема ротаційно-пластинчатого компресора:

1 – ротор; 2 – пластини; 3 – корпус; 4 – всмоктуючий патрубок; 5 – напірний патрубок;
6 – контур охолодження

Якщо ротор обертається за годинниковою стрілкою, то повітря з

усмоктуючого патрубку 4 заповнює камери, які потім відокремлюються від цього патрубка і поступово зменшуються в об'ємі. Внаслідок цього повітря в камерах стискається, а потім під підвищеним тиском поступає в напірний патрубок 5. Для охолодження циліндр компресора оточують водяним контуром 6, за яким циркулює вода.

Ротаційні компресори можуть бути одноступеневими (з одним ротором) і двоступеневими (з двома роторами, які насаджені на один вал). Одноступеневі компресори створюють тиск до 0,3 – 0,5 МПа (3 – 5 атмосфер), а двоступеневі – до 1,5 МПа (до 15 атмосфер).

Потужність ротаційного компресора визначають за формулою (12.1) так, як і для турбоповітродувки.

Поршневі компресори застосовують у тих випадках, коли треба створювати великий тиск за невеликої подачі газу (повітря).

Принцип дії поршневих компресорів аналогічний принципу дії поршневих насосів, а конструктивні відмінності викликані особливостями властивостей газу в порівнянні з властивостями краплинної рідини.

Під час стиснення газу його температура підвищується. З підвищенням температури падає к. к. д. компресора, а за занадто високих температур порушується і система змащування, що може вивести з ладу весь механізм.

Для зменшення температури стисненого повітря процес стиснення розбивають на ряд послідовних ступенів і між окремими ступенями ставлять холодильники для охолодження газу. Внаслідок того, що підвищення температури газу залежить не від кінцевого тиску, а від співвідношення кінцевого і початкового тиску (від коефіцієнту стиснення), за кількох ступенів з установкою холодильників між ними і за помірного коефіцієнта стиснення в кожному ступені можна створити компресор з досить високим кінцевим тиском.

Охолодження циліндрів поршневого компресора може бути повітряним або водяним. Повітряне охолодження здійснюється шляхом примусового обдування повітряним потоком циліндрів, які в цьому випадку обладнуються спеціальними ребрами і виступами.

Для водяного охолодження навколо циліндрів створюються порожнини, через які пропускається проточна холодна вода.

На рис. 12.3 подано розріз одноступеневого вертикального поршневого компресора одинарної дії з водяним охолодженням.

Повітря очищується від механічних домішок у фільтрі 1 і по усмоктувальному патрубку 2, через усмоктувальний клапан 3 подається в циліндр 4. Стиснене поршнем 5 повітря через напірний клапан 6 проходить в клапанну коробку, а з неї в повітрязбірник. У верхній кришці клапанної коробки розміщено регулятор тиску 7, який трубою 8 з'єднаний з віджимним пристроєм 9 усмоктувального клапана.

Регулятор 7 спрацьовує в тому випадку, якщо тиск в повітря-збірнику збільшується і подачу компресора треба призупинити. При цьому через трубку 8 тиск із повітрязбірника передається до віджимного пристрою і усмоктувальний клапан залишається відкритим незалежно від напрямку руху поршня.

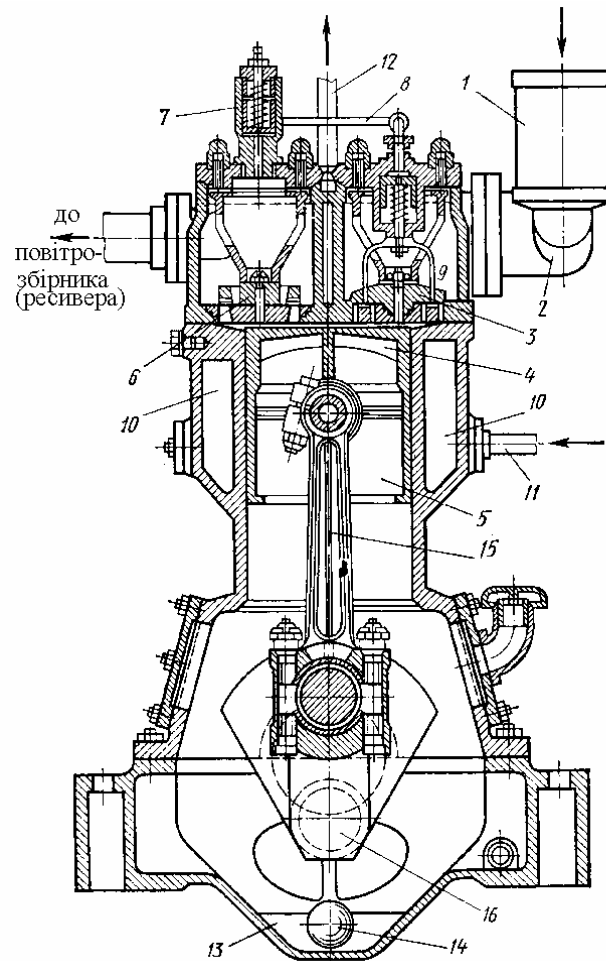


Рис. 12.3 – Розріз поршневого компресора

Вода для охолодження циліндра поступає в порожнини 10 патрубком 11 і виходить із них через патрубок 12. Масло для змащування збирається в картері 13, засмоктується через фільтр 14 і подається до окремих деталей компресора шестирневим насосом (на рис. 12.3 не зображено). Поршню 5 надається зворотно-поступальний рух шатуном 15, який з'єднаний з колінчатим валом 16.

Конструктивно усі частини компресора об'єднуються станиною. Для вертикальних компресорів малої і середньої потужностей роль станини, здебільшого, виконує картер. Циліндри відливають із чавуну. В циліндри можуть вставлятися гільзи із матеріалу підвищеної міцності. Внутрішню поверхню циліндрів шліфують. У кришках циліндрів розмішують клапани. Ущільнення між поршнем і внутрішньою поверхнею циліндра створюють за допомогою металевих кілець (подібно до того, як це відбувається у двигунах внутрішнього згорання).

На рис. 12.4 зображена схема установки великого поршневого компресора.

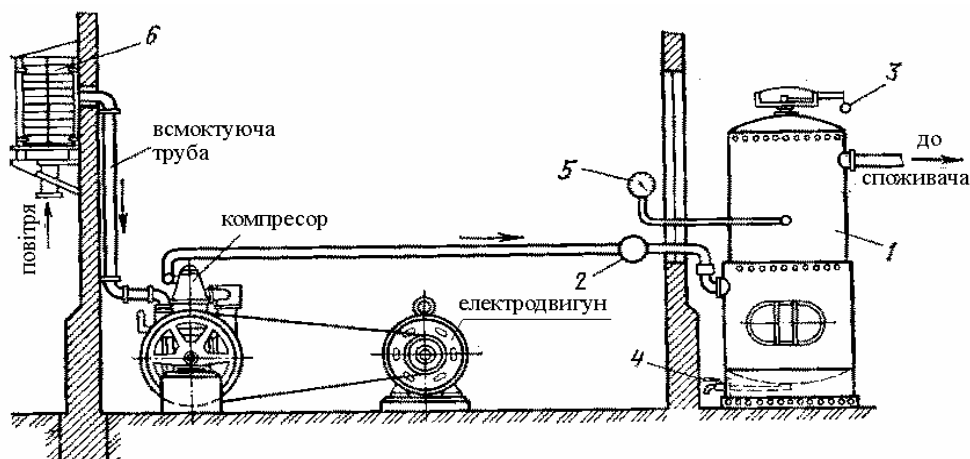


Рис. 12.4 – Схема установки великого компресора

Для вирівнювання тиску повітря, яке від компресора подається поштовхами, а також для уловлювання часток масла і водяного конденсату, на напірній лінії розміщується ресивер 1 (повітрозбірник). Ресивер – це міцний резервуар об’ємом не менше 20-тикратного об’єму циліндра компресора. Ресивери належать до об’єктів підвищеної небезпеки (у випадку розриву ресивера виникає ефект вибуху), тому їх будівництво і експлуатація повинні проводитися за правилами котлонагляду.

Між ресивером і компресором ставиться зворотній клапан 2, щоб запобігти зворотній течії повітря при розриві трубопроводу. Ресивер розміщується за межами приміщення компресорної станції на відкритому місці, щоб забезпечити його краще охолодження. Повітрозбірник обладнується запобіжним клапаном 3, спускним краном 4 і манометром 5.

Перед поршневим компресором обов’язково потрібно ставити фільтр тонкої очистки повітря 6 (здебільшого масляного типу), щоб запобігти потраплянню в компресор разом з повітрям механічних домішок. Навіть дрібні домішки можуть порушити роботу клапанів (викликати нещільність або заклинювання клапана) або шліфовку внутрішньої поверхні циліндра, що призведе до виходу компресора із ладу.

Регулювання продуктивності поршневих компресорів доцільно проводити шляхом зміни частоти обертання колінчатого валу.

Потужність поршневого компресора, як і для інших компресорів, можна визначити за формулою (12.1).

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

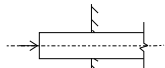
1. Назвіть галузь застосування повітродувок та компресорів. Яка різниця між ними?
2. Назвіть типи повітродувок та наведіть схему турбінної повітродувки.
3. Назвіть типи повітродувок. За якою формулою визначається потужність повітродувки?
4. Назвіть типи компресорів та наведіть схему ротаційного компресора.
5. Наведіть схему поршневого компресора, дайте пояснення до неї.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

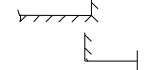
1. **Романюк, О. М.** Гідравлічні і аеродинамічні машини / О. М. Романюк, Г. П. Вербицький, М. І. Колотило, В. Д. Колотило, Ф. М. Клепиков. – Кіровоград. – 1997. – 176 с.
2. **Буренин, В. В.** Конструкция и эксплуатация центробежных герметичных насосов / В. В. Буренин, Д. Т. Гаевик, В. П. Дронов, В. В. Иванов – М.: Машиностроение. – 1977. – 152 с.
3. **Некрасов, Б. Б.** Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов. – Минск: Высшая школа. – 1976. – 416 с.
4. **Залуцкий, Э. В.** Насосные станции. Курсовое проектирование: Учебное пособие для ВУЗов / Э. В. Залуцкий, А. И. Петрухно – Киев: «Вища школа». – 1987. – 168 с.
5. **Калинушкин, М. П.** Насосы и вентиляторы / М. П. Калинушкин – М.: Высшая школа. – 1987. – 176 с.
6. **Карелин, В. Я.** Насосы и насосные станции / В. Я. Карелин, А. В. Минаев – М.: Стройиздат. – 1986. – 320 с.
7. **Киселев, И. И.** Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт. Справочное пособие / И. И. Киселев, А. Л. Герман, Л. М. Лебедев, В. В. Васильев – М.: Машиностроение. – 1977. – 184 с.
8. **Колотило, М. І.** Насоси, повітродувки, компресори. Навчальний посібник для вузів / М. І. Колотило – Харків: ХДТУБА. – 1997. – 128 с.
9. **Кривченко, Г. И.** Гидравлические машины. Турбины и насосы. Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. / Г. И. Кривченко – М.: Энергоатомиздат. – 1983. – 320 с.
10. **Курганов, А. М.** Справочник по гидравлическим расчетам систем водоснабжения и канализации / А. М. Курганов, Н. Ф. Федоров – Л.: Стройиздат. – 1978. – 424 с.
11. **Лобачев, П. В.** Насосы и насосные станции / П. В. Лобачев – М.: Стройиздат. – 1990. – 320 с.
12. **Лямаев, Б. Ф.** Гидроструйные насосы и установки / Б. Ф. Лямаев – Л.: Машиностроение. – 1988. – 278 с.
13. **Малишевский, Н. Г.** Проектирование и эксплуатация водопроводных и канализационных насосных станций / Н. Г. Малишевский, П. С. Колобков, Н. И. Кондратьев, Н. М. Малова – М.: Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре. – 1953. – 411 с.
14. Насосы и насосные станции // Под ред. Чебаевского В.Ф. – М.: ВО «Агропромиздат». – 1989. – 416 с.
15. Насосы, изготавливаемые заводами. Материалы для проектировщиков – М.: Союзводоканалпроект. – 1992. – 118 с.
16. Номенклатурный каталог насосного оборудования, выпускаемого заводами СНГ. Материалы для проектировщиков – К.: УкрНИИводоканал-проект. – 1996 – 106с.
17. **Рычагов, В. В.** Насосы и насосные станции / В. В. Рычагов, М. М. Флоринский. – М.: Колос. – 1975. – 416 с.
18. **Шевелев, Ф. А.** Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб: Справочное пособие / Ф. А. Шевелев, А. Ф. Шевелев – М.: Стройиздат. – 1984. – 116 с.
19. **Степанов, А. И.** Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение. Перевод с английского / А. И. Степанов. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы. – 1960. – 464 с.

ДОДАТОК

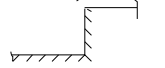
Значення коефіцієнтів опору для розрахунку втрат напору в місцевих опорах, які найчастіше зустрічаються в усмоктувальних трубопроводах



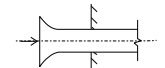
Вхід в трубу з гострим краєм – $\xi = 1,0$.



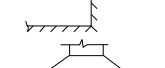
Вхід в трубу, що закінчується врівень зі стіною – $\xi = 0,5$.



Плавно окреслений вхід в трубу – $\xi = 0,1 - 0,2$.



Приймальна сітка без клапана – $\xi = 2,0 - 3,0$.



Приймальний клапан з сіткою – $\xi = 5,0 - 8,0$.



Коліно (поворот на 90°) нормального сортамента – $\xi_k = 0,5$.



Поворот на α° нормального сортамента – $\xi_{\pi} = \xi_k \cdot \alpha / 90$.



Повністю відкрита засувка: звичайна та типу «Лудло» – $\xi = 0,05$; паралельна укорочена – $\xi = 0,15 - 0,20$.



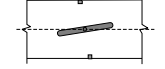
Повністю відкритий дисковий затвор – $\xi = 0,25$.



Повністю відкритий вентиль – $\xi = 0,5 - 1,11$ (залежно від діаметра).



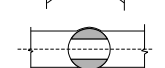
Повністю відкритий корковий кран – $\xi = 0,05$.



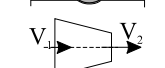
Звуження труби за нормальним сортаментом – $\xi = 0,1$; $h = \xi \frac{V_2^2}{2g}$.



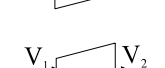
Розширення за нормальним сортаментом – $\xi = 0,25$; $h = \xi \frac{V_1^2}{2g}$.



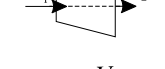
Трійник в напрямі відгалудження – $\zeta = 1,5$; $h = \zeta \frac{V_2^2}{2g}$.



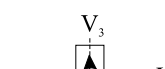
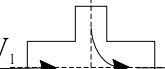
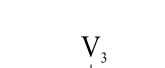
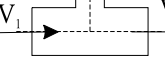
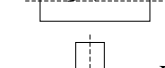
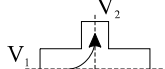
Трійник на прохід за відсутності витрати у відгалудженні – $\zeta = 0,1$; $h = \zeta \frac{V_1^2}{2g}$.



Трійник при зливанні потоків – на прохід: $h = 0,1 \frac{V_1^2}{2g}$; – на поворот: $h = 1,5 \frac{V_3^2}{2g}$.



Трійник під час відокремлення потоку – на прохід: $h = 0,1 \frac{V_1^2}{2g}$; – на поворот: $h = 1,5 \frac{V_3^2}{2g}$.



Навчальне видання

ШЕВЧЕНКО Тамара Олександрівна

Конспект лекцій

з дисциплін

«ГІДРАВЛІЧНІ ТА АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ» І

«НАСОСНІ ТА ПОВІТРОДУВНІ СТАНЦІЇ».

МОДУЛЬ 1. «ГІДРАВЛІЧНІ ТА АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ»

*(для студентів 3 курсу денної і заочної форм навчання
напрямів підготовки 6.060103 «Гідротехніка (Водні ресурси)»,
6.060101 «Будівництво» (спеціальність «Водопостачання та водовідведення»))*

Відповідальний за випуск *С. С. Душкін*

Редактор *О. А. Норик*

Комп'ютерний набір *Т.О. Шевченко*

Комп'ютерне верстання *К. А. Алексанян*

План 2012, поз. 51Л

Підп. до друку 01.06.2012

Друк на ризографі.

Зам. №

Формат 60 × 84/16.

Ум. друк. арк. 6,5

Тираж 50 пр.

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Революції, 12, Харків, 61002

Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 4064 від 12.05.2011 р.